

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



Zbyněk Ledabyl

**Napjatost, deformace a přítlak pánve kluzného ložiska
způsobené montáží**

Diplomová práce

2001

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERECI

Fakulta strojní

Studijní program: 23-01 T – strojní inženýrství

Aplikovaná mechanika
zaměření Inženýrská mechanika

Katedra částí strojů

Napjatost, deformace a přítlak pánve kluzného ložiska způsobené montáží

The stress, deformation and contact pressure of bearing shell caused by assembling

Jméno autora: Zbyněk Ledabyl
KST – 18 492

Vedoucí diplomové práce : prof. Ing. Jan Honců, CSc. TU Liberec
Konzultant diplomové práce: doc. Ing. Jaromír Barbora, CSc. TU Liberec
Ing. Stanislav Novotný, ŠKODA MOTORY a.s

Rozsah práce a příloh:

Počet stran: 60

Počet obrázků: 45

Počet tabulek: 7

Počet grafů: 9

Počet příloh: 6

Datum: 25.května 2001

A N O T A C E

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra částí strojů

Studijní program: 23-01 T- strojní inženýrství
Diplomant: Zbyněk Ledabyl
Téma práce: Napjatost, deformace a přítlak pánve kluzného ložiska způsobené montáží
Theme of work: Stress, deformation and contact pressure of bearing shell caused by assembly
Číslo DP: KST – 18 492
Vedoucí DP: prof. Ing. Jan Honců, CSc. TU Liberec
Konzultant: doc. Ing. Jaromír Barbora, CSc. TU Liberec
Ing. Stanislav Novotný ŠKODA MOTORY a.s.

Stručný výtah:

Tato diplomová práce se zabývá stavem napjatosti, deformace a přítlakem pánve kluzného ložiska během postupné montáže. Porovnává výpočet těchto veličin pomocí metody konečných prvků s klasickou metodou výpočtu a hodnotami zjištěnými experimentálně pomocí tenzometrů.

Short abstract:

This diploma work deals with level of stress, deformation and contact pressure of bearing shell during progressive assembly. It compares together analysis by finite element method with classical computing method and experimental measurement using tensometers.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé DP a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé diplomové práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

V Liberci 25.5. 2001

.....

Zbyněk Ledabyl

Místopřísežné prohlášení

„Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.“

V Liberci 25.5. 2001

.....

Zbyněk Ledabyl

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu této diplomové práce prof. Ing. Janu Honcům CSc. z katedry částí a mechanismů strojů Technické univerzity v Liberci za poskytnutý čas, rady z oblasti metody konečných prvků a z problematiky kluzných ložisek. Dále konzultantovi Ing. Stanislavovi Novotnému ze Škoda motory a.s. za poskytnuté podklady, doc. Ing. Jaromíru Barborovi CSc. a Ing. Tomáši Zůbkovi z hydrodynamické laboratoře a Jiřímu Drahoňovskému za cenou pomoc s přípravou a uskutečněním experimentu.

Obsah:

Strana:

Seznam použitých zkratk.....	7
Úvod.....	9
1. Současný stav konstrukce a použití tenkostěnných kluzných ložisek s výstelkou.....	10
1.1. Základní informace o kluzných ložiskách, ložiskových pánvích a jejich uložení...	10
1.2. Současný stav konstrukce tenkostěnných kluzných ložisek s výstelkou.....	10
1.3. Použití tenkostěnných kluzných ložisek.....	13
2. Způsoby měření napětí pomocí odporových tenzometrů	14
3. Tvorba třírozměrného výpočtového modelu pánve a jejího uložení pro užití metody konečných prvků.....	17
3.1. Předpoklady pro tvorbu modelu a výpočet.....	17
3.2. Modelování ložiskové pánve a víka.....	18
3.3. Okrajové podmínky čtvrtinového modelu.....	22
3.4. Zatížení modelu sestavy montážním předpětím.....	23
4. Výpočet napětí, deformace a přitlaku pánve metodou konečných prvků.....	25
4.1. Výpočet napětí pánve a víka	25
4.2. Porovnání výsledků výpočtu získaných užitím metody konečných prvků s klasickým výpočtem.....	38
4.3. Výpočet deformace.....	40
4.4. Výpočet přitlaku.....	44
5. Experimentální měření pomocí tenzometrů.....	47
5.1. Modelování zatížení a podmínky experimentu.....	47
5.2. Použitá měřidla a měřící přípravky.....	49
5.3. Měření napětí v pánvi.....	52
6. Porovnání výsledků klasické metody, metody konečných prvků a experimentu.....	56
Závěr.....	59
Použitá literatura.....	60

Seznam použitých zkratek

Označení	Jednotky	Název veličiny
α	-	odklon tenzometru
Δl_z	mm	výška zamontování
Δr_2	mm	změna vnějšího poloměru pánve
Δr_p	mm	přesah nutný pro chod výpočtu
$\Delta R_{M1,1}$	Ω	změna odporu měřicího tenzometru
$\Delta U_{M1,1}$	V	změna napětí na měřícím tenzometru
Δx	mm	prodloužení tenzometru ve směru měřeného napětí
ε	-	poměrná deformace
ε_z	-	poměrné prodloužení změřené tenzometrem
μ_1	-	Poissonovo číslo pánve
μ_2	-	Poissonovo číslo víka
ρ	Ωm	rezistivita
σ	MPa	napětí
σ_{r1p}	MPa	radiální napětí na vnitřním poloměru pánve
σ_{r2p}	MPa	radiální napětí na vnějším poloměru pánve
σ_{r3}	MPa	radiální napětí na vnějším poloměru víka
σ_{rv}	MPa	radiální napětí na vnitřním poloměru víka
σ_t	MPa	tečné napětí
σ_{t1p}	MPa	tečné napětí na vnitřním poloměru pánve
σ_{t2p}	MPa	tečné napětí na vnějším poloměru pánve
$\sigma_{tstř}$	MPa	střední tečné napětí
σ_{tv}	MPa	tečné napětí na vnitřním poloměru víka
$c/2$	mm	délkový přesah pánve
C_1	-	rozměrová konstanta prstence s vnitřní přetlakovou
C_2	-	rozměrová konstanta prstence s vnějším přetlakovou
d_2	mm	rozměr vývrtu víka
E	MPa	modul pružnosti v tahu nebo tlaku
E_1	MPa	modul pružnosti v tahu pánve
E_2	MPa	modul pružnosti v tahu víka

Označení	Jednotky	Název veličiny
f	-	součinitel smykového tření
F	N	montážní síla
$F_{pís}$	N	síla pístu stroje
H	mm	šířka pánve
k	-	k-faktor
$K_{e,0}$	-	tenzometrická konstanta
K_1	-	označení kompenzačního tenzometru 1
K_2	-	označení kompenzačního tenzometru 2
l	mm	délka vodiče
l'	mm	původní délka vnějšího obvodu pánve s přesahem
l_m	mm	délka vnějšího oblouku modelované pánve
l_0	mm	původní délka tenzometru
l_p	mm	původní délka vnějšího obvodu pánve bez přesahu
M_1	-	označení měřícího tenzometru 1
M_2	-	označení měřícího tenzometru 2
p	MPa	tlak
R	Ω	odpor vodiče
r_1	mm	vnitřní poloměr pánve
r_2	mm	vnější poloměr pánve
r_2'	mm	poloměr pánve se středovým úhlem kluzné plochy 180°
r_3	mm	vnější poloměr víka, kdy je převedeno na válec
Ra	μm	drsnot povrchu
$R_{M1,0}$	Ω	odpor měřícího tenzometru
S	mm^2	plocha průřezu
$U_{M1,0}$	V	napětí na vnějším tenzometru v klidovém stavu
U_N	V	napájecí napětí
U_{v500}	V	zesílené výstupní napětí
$U_{výst}$	V	výstupní napětí
x_0	mm	původní délka tenzometru

Úvod

Téměř každý mechanismus obsahuje části, které se vůči sobě navzájem pohybují, přičemž na sebe působí také silově. Tento pohyb a přenos sil umožňují ložiska.

Kluzná ložiska resp. kluzná uložení se používaly už v dávných dobách pro umožnění pohybu jednoduchých, ale mnohdy i důmyslných zařízení.

Na ložisko jako strojní součást jsou kladeny určité požadavky, které vyplývají z jeho potřeb v daném mechanismu nebo stroji. Většinou se požaduje, aby se během stanoveného času životnosti síly přenášely s minimálními ztrátami, přičemž se vlastnosti ložisek nesmějí podstatně měnit.

Na správný provoz ložiska má vliv jeho montáž, při které musí být dodrženy jisté zásady. Jejich nedodržení by se později mohlo negativně projevit během provozu. Montáží vzniká mezi součástmi napjatost, čímž se součásti navzájem deformují. Vznikne-li se v pánvi nebo ve víku při montáži extrémní napětí, může též nepříznivě ovlivnit chod kluzného ložiska.

Vzájemná montáž ložiskové pánve do jejího víka byla v minulosti většinou zkoumána hlavně pomocí různých zjednodušujících výpočtů. V posledních letech se však s rozvojem výpočetní techniky, a tím i užíváním metody konečných prvků, naskytá dobrá možnost zabývat se tímto problémem podrobněji z hlediska celkové napjatosti a deformace způsobené montáží.

Tato diplomová práce si klade za cíl určit pomocí metody konečných prvků napjatost, deformaci a přítlak pánve kluzného ložiska způsobené montáží.

Dalším cílem této diplomové práce je ověření některých vypočtených hodnot napětí v pánvi vhodným měřením.

1. Současný stav konstrukce a použití tenkostěnných kluzných ložisek s výstelkou

1.1. Základní informace o kluzných ložiskách, ložiskových pánvích a jejich uložení

Relativně se pohybující povrchy přenášející zatížení musí být od sebe oddělené, aby nenastávalo nadměrné opotřebení. Způsob oddělení povrchu určuje vlastně druh ložiska. Mohou být odděleny mechanicky – pomocí kuliček nebo jiných valivých tělísek – nebo mazadlem – kluzná ložiska.

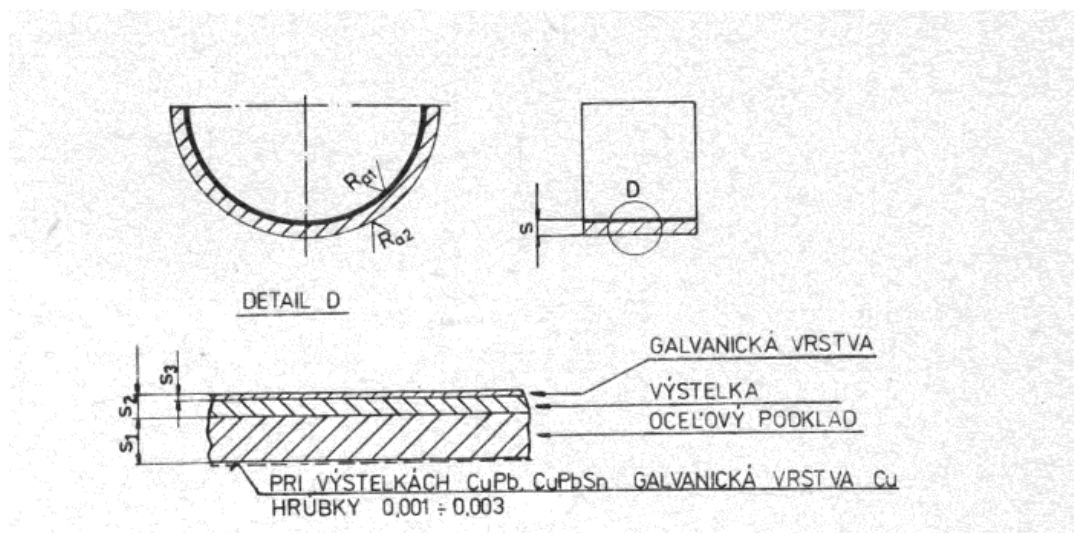
Ložisková pánev je část radiálního kluzného ložiska nebo neúplné ložisko válcového tvaru se středovým úhlem kluzné plochy 180° nebo menším. Jedna pánev tvoří neúplné ložisko, dvě nebo více pánví úplné ložisko. Pohyb čepu v ložisku může být rotační, kývavý, příp. posuvný ve směru podélné osy ložiska. Úplné ložisko může zachytávat radiální síly, jejichž směr a velikost se mění všeobecně v rovině kolmé na podélnou rovinu ložiska.

V konstrukci a zhotovení ložiskových pánví je velká rozmanitost, protože ještě nejsou normalizovány tak jako valivá ložiska. Konstrukční provedení je dané jak požadavky uživatele, tak i výrobními možnostmi dodavatele. Můžeme však rozdělit ložiskové pánve na tenkostěnné a tlustostěnné.

1.2. Současný stav konstrukce tenkostěnných kluzných ložisek s výstelkou

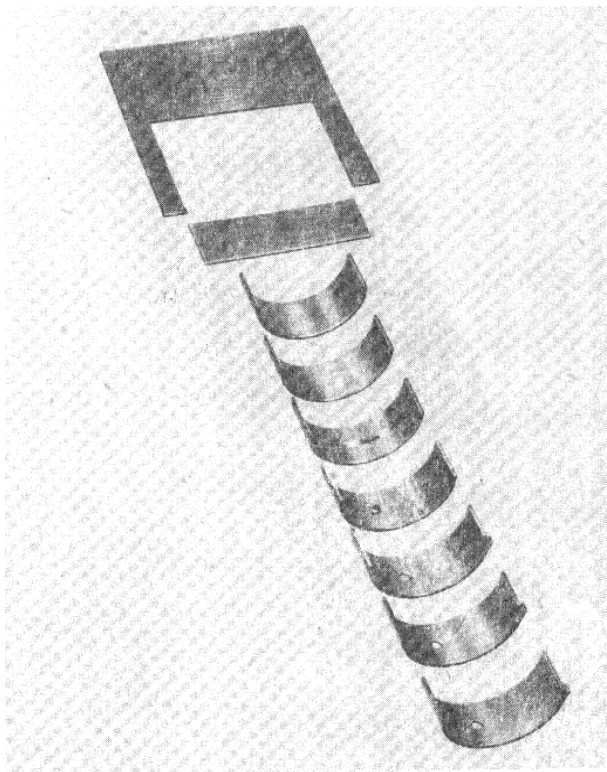
Tenkostěnné ložiskové pánve jsou lehké a nepotřebují velký prostor pro zabudování. Poměr tloušťky stěny a vnějšího průměru ložiska se pohybuje přibližně v rozmezí $h/d = 0,015 - 0,03$. Jsou vhodné z výrobního hlediska, protože se mohou vyrábět progresivní technologií z bimetalických pásů. Tvar i rozměr otvoru ložiska závisí na tvaru a tuhosti ložiskového tělesa, neboť se dobře přizpůsobí tvaru vývrtu v tělese. Vyrábějí se

většinou přímo bez požadavku jakéhokoliv dodatečného opracování po montáži. Tloušťka výstelky je většinou malá, pohybuje se v rozmezí 0,3 – 1,0mm.



Obr.1 – Řez pánve s výstelkou

Mazání se k horní pánvi obvykle přivádí vrtanou klikovou hřídelí. Ložisková pánev bez olejové drážky se používá jako spodní část hlavního ložiska. Správná poloha ložiska v tělese se zabezpečí jazýčkem – pojistkou, která je vytvořena vylisováním. Moderní a hospodárný způsob výroby pánví z pásů je na poloautomatických nebo automatických strojích a linkách.



Obr.2 – Postup výroby pánve z pásů

Těleso musí odolávat silám, zajišťovat ložiskovou vůli i dobrý odvod tepla z ložiska, a proto musí mít dostatečnou tuhost. Při použití ocelových a litinových těles by neměl být nejmenší rozměr tělesa menší než-li 1,5 násobek průměru vývrtu v tělese. Otvor v tělese musí být vyrobený alespoň ve stupni přesnosti 6. Drsnost tohoto povrchu nesmí být větší než $Ra=1,6\mu m$.

Na vnitřní povrch ložiskové pánve se zpravidla používají kompozitní výstelky zaručující velmi dobré kluzné vlastnosti i při mezním tření. U ložisek klikového mechanismu spalovacích motorů se používají výstelky z cínových a cínově-olověných bronzů, které mají vysokou mez únavy, ale malou schopnost pohlcovat cizí částice a jsou málo odolné proti korozi olejem. Zpravidla se proto používají s povrchovou galvanicky nanesenou vrstvičkou $PbSn9$. V případě, že je požadována ještě vyšší mez únavy (např. v ložiscích vysoko přeplňovaných motorů), používají se na výstelku $AlSn20$ nebo $CuPb30$.

Konstrukce a pevnostní výpočet ložiska

Rozměry ložisek se volí na základě zatížení, které působí na ložisko. Průměr ložiska vychází z pevnostního výpočtu čepu, šířka ložiska je dána požadovanou nosností ložiska. Tloušťka stěny pánve se volí se zřetelem na tuhost tělesa. Pevnostní výpočet uložení ložiska bere v úvahu všechny jeho provozní režimy. Správná volba nalisovaného uložení musí zabezpečit dobré usednutí ložiska ve vývrtu, potřebný třecí moment mezi ložiskem a víkem tak, aby nedošlo ke vzájemnému pootočení.

Při určování přesahu ložiskové pánve se vychází z minimálního potřebného radiálního tlaku mezi víkem a ložiskem, který by neměl být menší než 5MPa. Tím je také dáno tečné napětí v ložisku, kterého je třeba docílit.

1.3. Použití tenkostěnných kluzných ložisek

Tenkostěnná ložiska se většinou používají jako hydrodynamická. V hydrodynamických ložiskách nosný olejový film vzniká v důsledku relativního pohybu dvou kluzných ploch, které musí mít vhodnou geometrii a dostatečný přívod mazadla. Vzhledem k tomu, že únosnost olejového filmu závisí na velikosti relativní rychlosti, tyto ložiska při rozběhu a doběhu pracují v oblasti polo-kapalinného tření, což vyžaduje použití kluzných výstelek s dobrými kluznými vlastnostmi v této oblasti.

Typické použití těchto druhů ložisek je téměř výhradně jako ložiska klikového hřídele spalovacích motorů.

2. Způsoby měření napětí pomocí odporových tenzometrů

Přímé měření mechanického napětí není prakticky možné jinak, než využitím jeho závislosti na deformaci. Této skutečnosti využívají tenzometry.

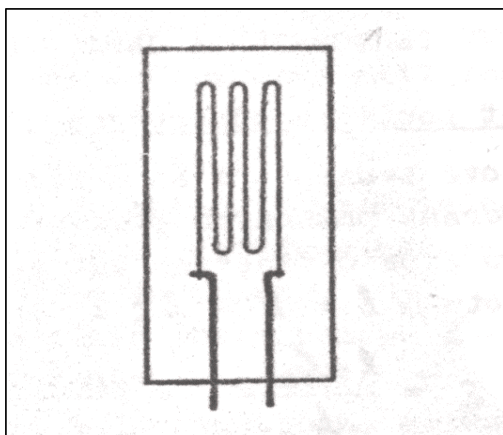
Odporové tenzometry jsou založené na využití odporového vlákna, nejčastěji kruhového průřezu.

Podle použitého materiálu dělíme tenzometry na:

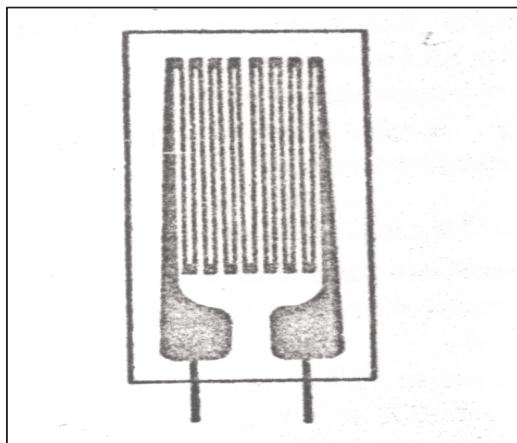
- kovové
- polovodičové

Podle průřezu vlákna se rozlišují tyto typy:

- drátkové, viz obr.3
- fóliové, viz obr.4



Obr.3 – Příklad drátkového tenzometru



Obr.4 – Příklad fóliového tenzometru

Z poměrné změny délky vymezené základnou tenzometru můžeme za určitých okolností stanovit velikost napětí. Závislost mezi napětím σ a poměrnou deformací ϵ je pro většinu kovů v oblasti elastických deformací dána Hookovým zákonem.

$$\sigma = E \cdot \epsilon$$

E – modul pružnosti v tahu nebo tlaku [MPa]

Měření odporovými drátkovými tenzometry se zakládá na změně elektrického odporu vodiče při deformaci. Vodič se mechanicky spojí se zkoumanou součástí, která se deformuje pomocí vnějších sil. Velikost deformace se určí ze změny odporu, která se obvykle měří Wheatsonovým můstkem. Poměrná změna odporu vodiče $\Delta R/R$ je u většiny kovů a odporových slitin ve velkém rozsahu přímo úměrná poměrnému prodloužení ϵ . Téměř u všech kovů se při prodloužení odpor zvyšuje.

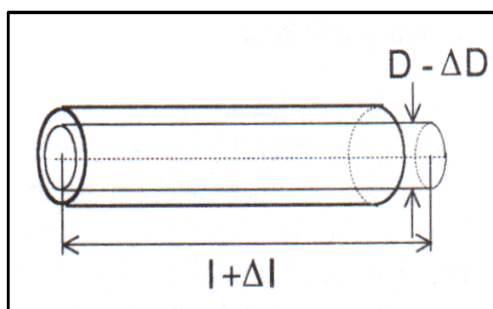
Namáhání vodiče délky l s plochou průřezu S tahovou silou způsobuje nejen geometrické deformace, ale také mikrostrukturální změny materiálu, ovlivňující rezistivitu ρ . Odpor vodiče o délce l a ploše průřezu S je dán vztahem

$$R = \frac{l}{S} * \rho$$

Údaj $\Delta R/R$ tenzometru je úměrný poměrnému přetvoření ϵ . Pro označení koeficientu úměrnosti se vžil název **k**-faktor, přičemž platí vztah

$$\frac{\Delta R}{R} = k * \epsilon$$

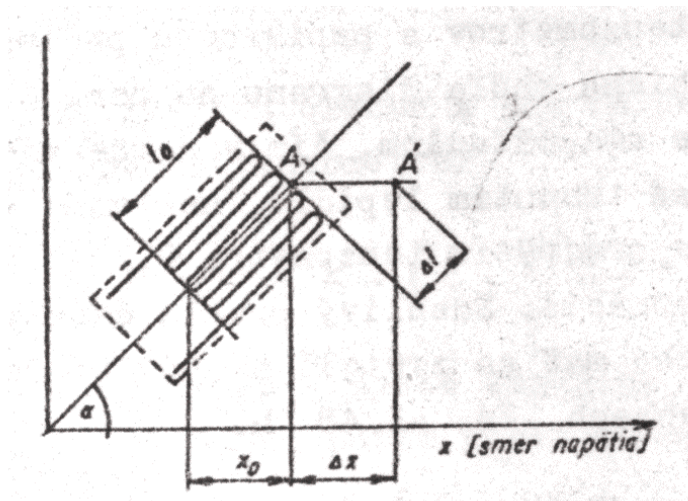
V hodnotě **k**-faktoru jsou zahrnuté délkové i příčné přetvoření drátku a rezistivita drátku tenzometru.



Obr.5 – Znáznornění délkové a příčné deformace drátku tenzometru

K určení velikosti hlavních napětí při jednoosé napjatosti v žádaném místě zkoušeného předmětu v němž je znám směr hlavního napětí, stačí jeden tenzometr přilepený tak, že jeho podélná osa má stejný směr jako hlavní deformace.

Při lepení tenzometru na měřený objekt vzniká chyba v souososti tenzometru s měřeným napětím, která dosahuje až 5° . Tuto chybu pro jednoosý stav napjatosti můžeme vyčíslit podle obr.6 [5].



Obr.6 – Odklon tenzometru od směru zjišťovaného napětí

Z tohoto obrázku odvodíme vztah

$$\frac{\Delta l}{l_0} = \frac{\Delta x \cdot \cos^2 \alpha}{x_0}$$

$$\epsilon_z = \epsilon^* \cos^2 \alpha$$

Změřená hodnota ϵ_z se liší od skutečné ϵ o násobek $\cos^2 \alpha$. Pro uváděný pětistupňový odklon α dostaneme:

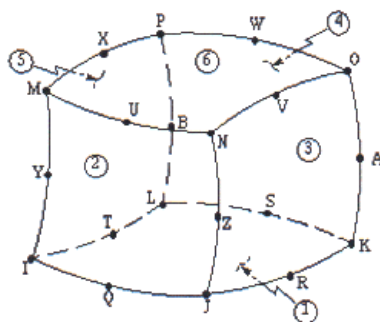
$$\epsilon_z = \epsilon^* 0,9924$$

což představuje chybu měření 0,76 %.

3. Tvorba třírozměrného výpočtového modelu pánve a jejího uložení pro užití metody konečných prvků

3.1. Předpoklady pro tvorbu modelu a výpočet

- ♦ Pro určení napjatosti i přítlaku pánve kluzného ložiska způsobené montáží do jejího víka je nutné použít kontaktních elementů. Použitím těchto elementů, které jsou popsány nelineárními rovnicemi, se úloha sama stává také nelineární.
- ♦ K získání co nejpřesnějších výsledků bylo nezbytně nutné rozdělit celou sestavu do jednodušších celků. Tyto celky musí mít shodný tvar s elementy. Ty jsou šestistěnné, s dvaceti uzlovými body ležícími v rozích a ve středech délek všech stran. Tento typ elementu je naznačen na obr.7.



Obr.7 – Šestistěnný element s vyznačením stěn číslicemi a uzlů písmeny

- ♦ Pro dosažení určité přesnosti výpočtu program kontroluje tvary vytvořených prvků. Všechny prvky musí mít úhly mezi svými stěnami v určitých mezích, aby je program mohl zahrnout do výpočtu.
- ♦ Z důvodu složitosti tvaru odlitku víka a dodržení podmínek zmíněných v předchozích dvou bodech byla zanedbána některá technologická a konstrukční zaoblení, dostatečně vzdálená od místa uložení pánve (podrobněji v kap.3.2). Toto zjednodušení by nemělo mít podstatný vliv na vypočtená napětí a deformaci odlitku víka. Pak model i jednotlivé elementy mají v místech těchto zaoblení ostré hrany.

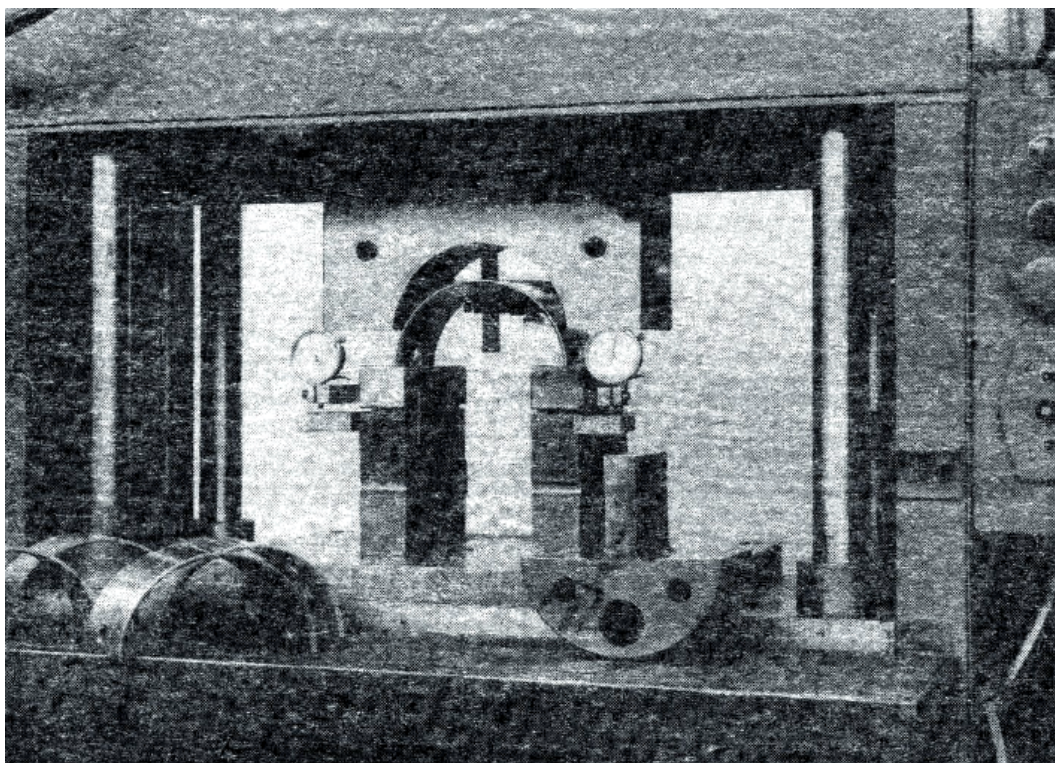
- ◆ S přihlédnutím na zadání úlohy a tvary víka pánve bylo použito jejich čtvrtinových modelů. Bylo však nutné zanedbat jazýček ložiskové pánve. Tím se celý výpočet zjednodušil a výrazně urychlil.
- ◆ Vzhledem k tomu, že použitý materiál pánve je ocel s kompozitní výstelkou o neznámém modulu pružnosti, bylo ve výpočtu uvažováno, že pánev tuto výstelku nemá.
- ◆ Pro výpočet bylo uvažováno s následujícími konstantami:
Modul pružnosti v tahu pánve $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo pánve $\mu_1 = 0,3$
Modul pružnosti v tahu víka $E_2 = 1,25 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo víka $\mu_2 = 0,25$
Mezi pánev a víko byl zadán součinitel smykového tření $f = 0,15$.

3.2. Modelování ložiskové pánve a víka

Určení původní délky vnějšího obvodu pánve

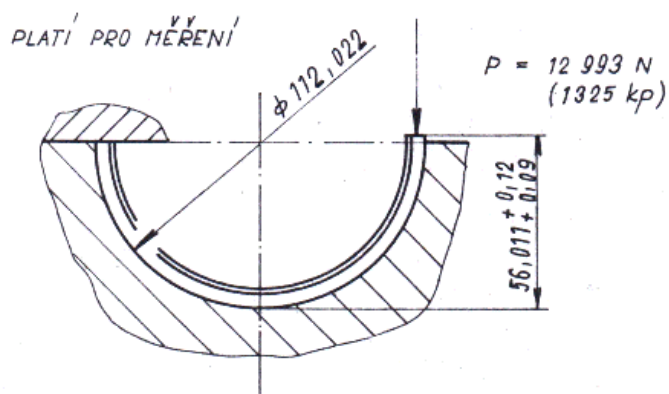
Aby bylo možné dosáhnout výpočtem co nejpřesnějších hodnot deformací, napjatosti a přítlaku ložiskové pánve i víka ložiska jako při skutečné montáži, bylo potřeba zjistit původní délku obvodu pánve. Tato délka se v praxi měří na speciálních zařízeních např. podle literatury [1] na obr.8.

Tyto zařízení jsme neměli k dispozici, proto byla pro výpočet zvolena metoda konečných prvků.



Obr.8 – Zařízení na měření délky obvodu ložiskových pánví

Délka obvodu pánve se na uvedených zařízeních porovnává s kalibrovanou pánví, která je zatížena předepsanou silou, přičemž hodnota jejího délkového přesahu se bere jako směrodatná. Výše uvedených poznatků bylo využito v metodě konečných prvků, kde byla určena původní délka obvodu pánve z předepsané síly a k tomu odpovídající hodnota délkového přesahu dle obr.9.



Obr.9 – Zatížená pánev v přípravku

Modelování víka ložiska

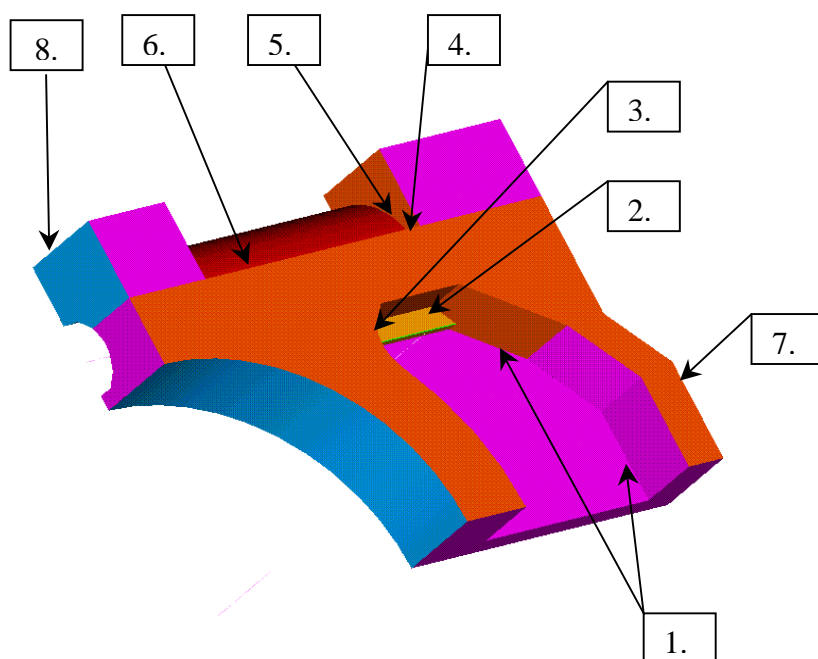
Jak bylo uvedeno výše, čtvrtinový model bylo nutno zjednodušit. Při vytváření tohoto modelu víka ložiska pro spodní pánev bylo dbáno na to, aby byly zachovány hlavní rozměry víka a také jeho celková tuhost.

Zanedbána byla všechna sražení a některé poloměry viz tab.1. Tloušťky stěn v blízkosti vývrtu v tělese byly v důsledku zanedbání zaoblení nepatrně zvětšeny o jeden milimetr v místech, kde byly původně poloměry R8 a R10 viz obr. 10. Důvodem pro zanedbání i těchto větších poloměrů je, že pomocí elementů nelze vytvořit síť mezi rovinou a válcovou plochou (detail na obr.11).

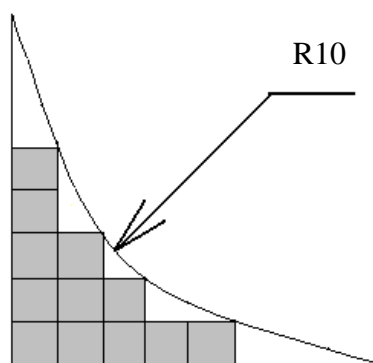
Celková tuhost tak zůstala přibližně zachována.

Pořadové číslo	Stav v modelu	Poznámka
1	Poloměr zanedbán	V celé rovině
2	Poloměr převeden na lomený tvar	
3	Poloměr převeden na lomený tvar	
4	Zanedbáno	Původně R10
5	Zanedbáno	Původně R8
6	Zanedbáno	Původně R8
7	Poloměr převeden na lomený tvar	
8	Sražení zanedbáno	

Tab.1 – Přehled zanedbaných či zjednodušených poloměrů a sražení



Obr.10 – Čtvrtinový model víka s vyznačenými místy zanedbaných poloměrů a sražení



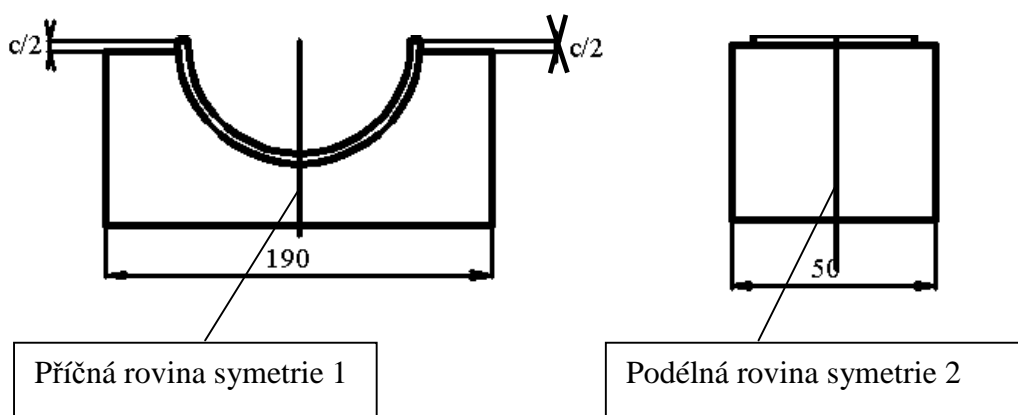
Obr.11 – Schematický detail styku válcové a rovinné plochy v řezu a ukázka oblastí, kam nelze umístit elementy

Otvor pro šroub, jenž stahuje spodní víko a blok motoru, byl brán jako by měl průměr 21mm po celé své délce. Svislé žebro ve spodní polovině víka a otvor pro stažení víka z boku šroubem M12 byly také zanedbány.

3.3. Okrajové podmínky čtvrtinového modelu

Aby mohlo být výhod čtvrtinového modelu plně využito, jsou před zatížením všem uzlům modelů ležících v rovinách symetrie přidány odpovídající okrajové podmínky.

Tento model je rozdělen dvěma rovinami symetrie - příčnou s označením 1 a podélnou s označením 2, viz. obr.12.



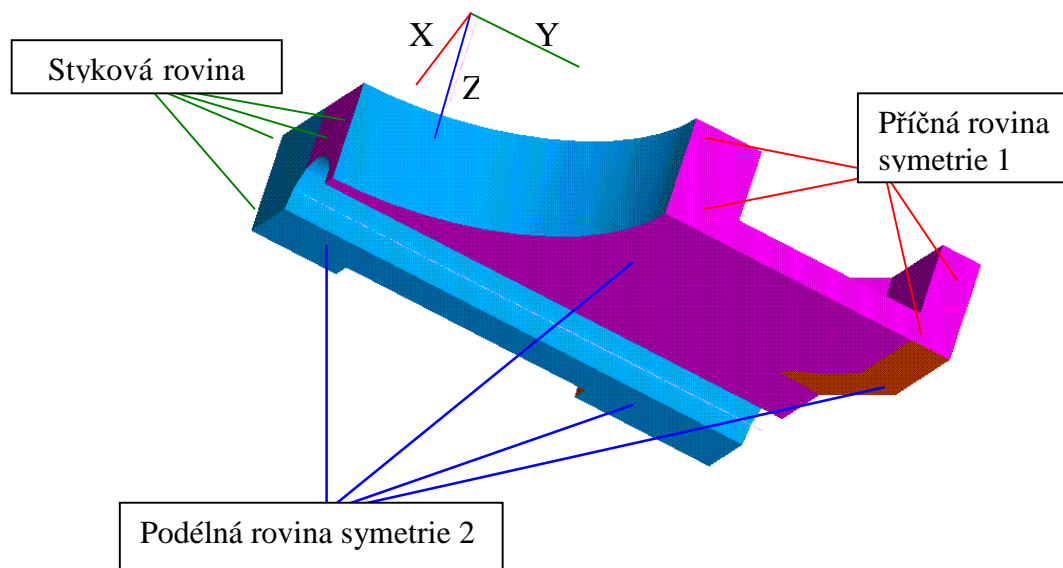
Obr.12 – Rozdělení víka rovinami symetrie

Okrajové podmínky bylo nutné také zadat uzlům ležícím ve stykové rovině víka a všechny jsou znázorněny na obr.13.

Pro uzly ležící v podélné rovině symetrie 2 platí, posuv ve směru osy z $u_z = 0$.

Pro uzly ležící v příčné rovině symetrie 1 platí, posuv ve směru osy x $u_x = 0$.

Pro uzly ležící ve stykové rovině víka platí, posuv ve směru osy y $u_y = 0$.

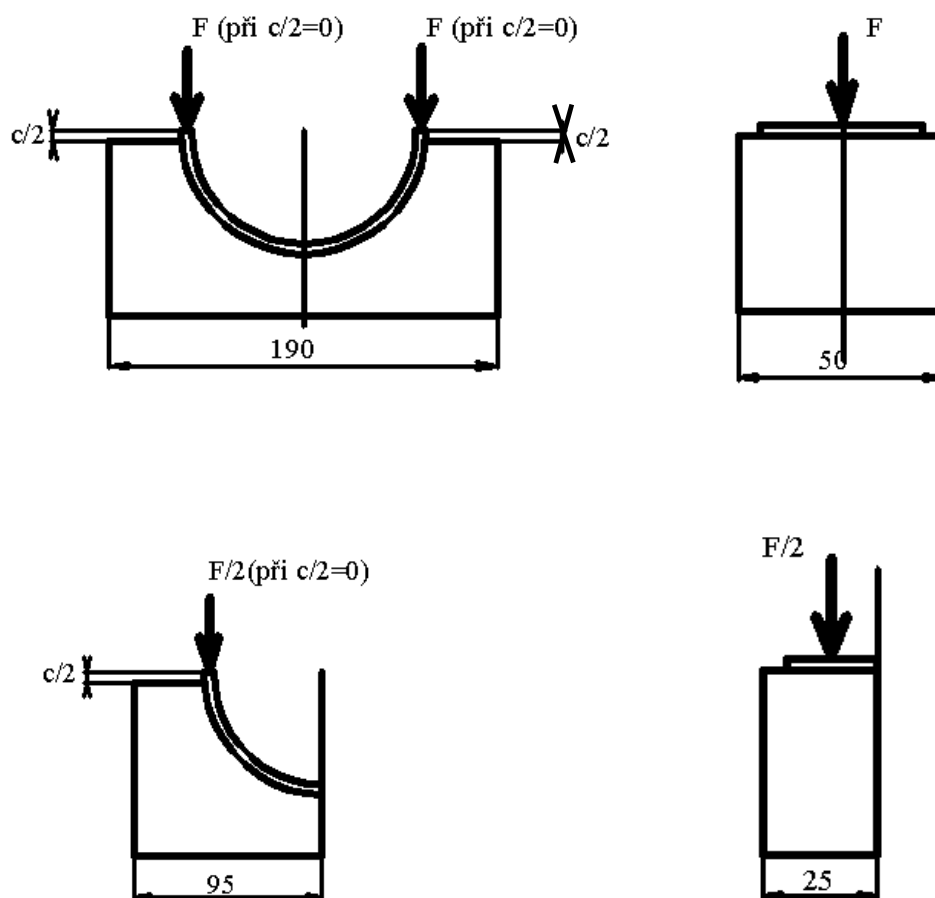


Obr.13 – Znázornění rovin symetrie a dělicí roviny víka a jejich okrajových podmínek

3.4. Zatížení modelu sestavy montážním předpětím

Při samotném zatížení modelu sestavy bylo potřeba přizpůsobit velikost síly a zasunutí pánve do ložiska tomu, že vytvořený model je jen jednou čtvrtinou skutečné sestavy.

Podélná rovina symetrie 2 rozdělí původní sestavu o tloušťce 50 mm na dvě části. Má-li takto vytvořený model tloušťku 25 mm, bude i konečná montážní síla působící na plošku pánve poloviční. Předpokládáme-li, že pánev je do víka vtlačována přes obě tomu příslušné plochy tak, že délkový přesah $c/2$ je na obou stranách stejný a nezmění se ani tím, že model rozčtvrtíme příčně podle roviny symetrie 1.



Obr.14 – Znázornění zatížení modelu montážní silou

4. Výpočet napětí, deformace a přítlaku pánve metodou konečných prvků

4.1. Výpočet napětí pánve a víka

Při modelování zatížení pánve a víka bylo vytvořeno šest zatěžovacích kroků postupné montáže, které byly charakterizovány pomocí hodnoty výšky zamontování Δl_z . Ta znázorňuje, jaká část původního délkového přesahu pánve $c/2$ je již zamontována do víka.

Pro výšku zamontování Δl_z platí:

před zamontováním $\Delta l_{z_{\min}} = c/2_{\max}$

při úplném zamontování $\Delta l_{z_{\max}} = c/2_{\min}$

Pro výpočet bylo zvoleno šest těchto zatěžujících kroků:

$$\Delta l_{z_1} = 0,00 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{z_2} = 0,02 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{z_3} = 0,04 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{z_4} = 0,06 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{z_5} = 0,08 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{z_6} = 0,093934 \text{ mm}$$

Hodnota maximální výšky zamontování byla již dříve určena metodou konečných prvků, jak bylo zmíněno v kap.3.2.

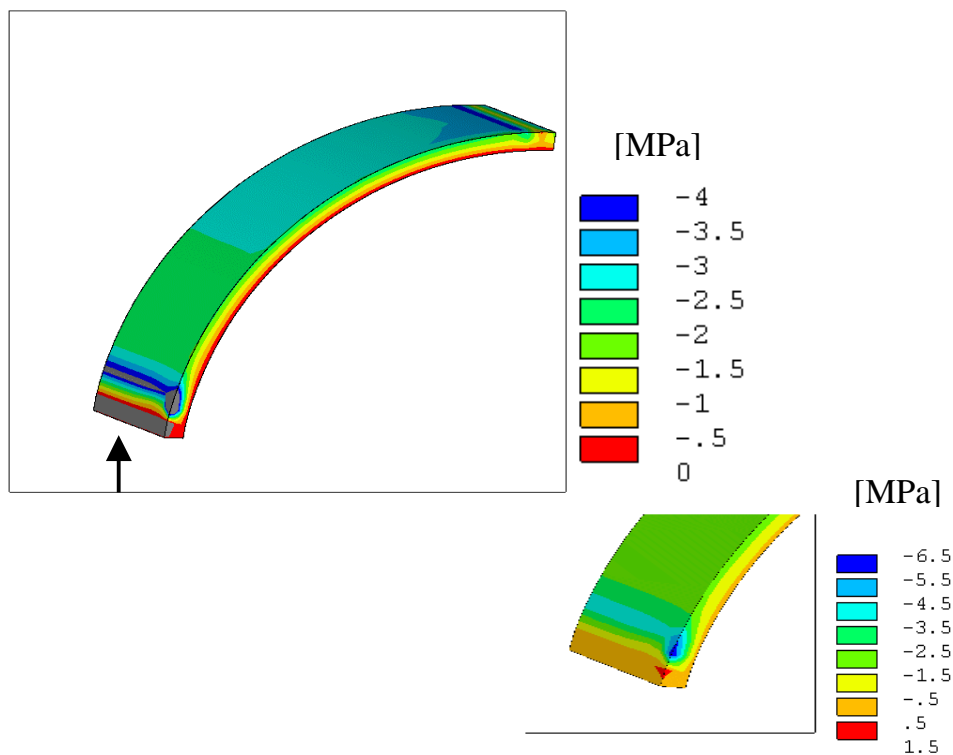
Všechna výsledná napětí na vnitřním a vnějším průměru pánve a ve vývrtu tělesa jsou vyhodnocována v rozmezí 65° - 75° po délce oblouku pánve (měřeno od místa zatěžování montážní silou vyvolující předepsaný posuv). Tato místa byla zvolena s ohledem na skutečnost, že zde už zřejmě špičky napětí od zatěžujících sil budou mít minimální vliv. Maximální hodnoty v těchto oblastech byly následně vyneseny do jednotlivých grafů.

Ze všech šesti zatěžovacích kroků jsou uvedeny v obrázcích pouze tři pro snadnější přehlednost - Δl_{z_2} , Δl_{z_4} a Δl_{z_6} . Při $\Delta l_{z_1} = 0 \text{ mm}$ je pánve do víka vsazena ručně. Platí, že síla potřebná k zamontování pánve do víka $F = 0 \text{ N}$, protože v tuto chvíli ještě nezačal proces montáže. Při ručním vsazení již mezi oběma součástmi vznikl přítlak.

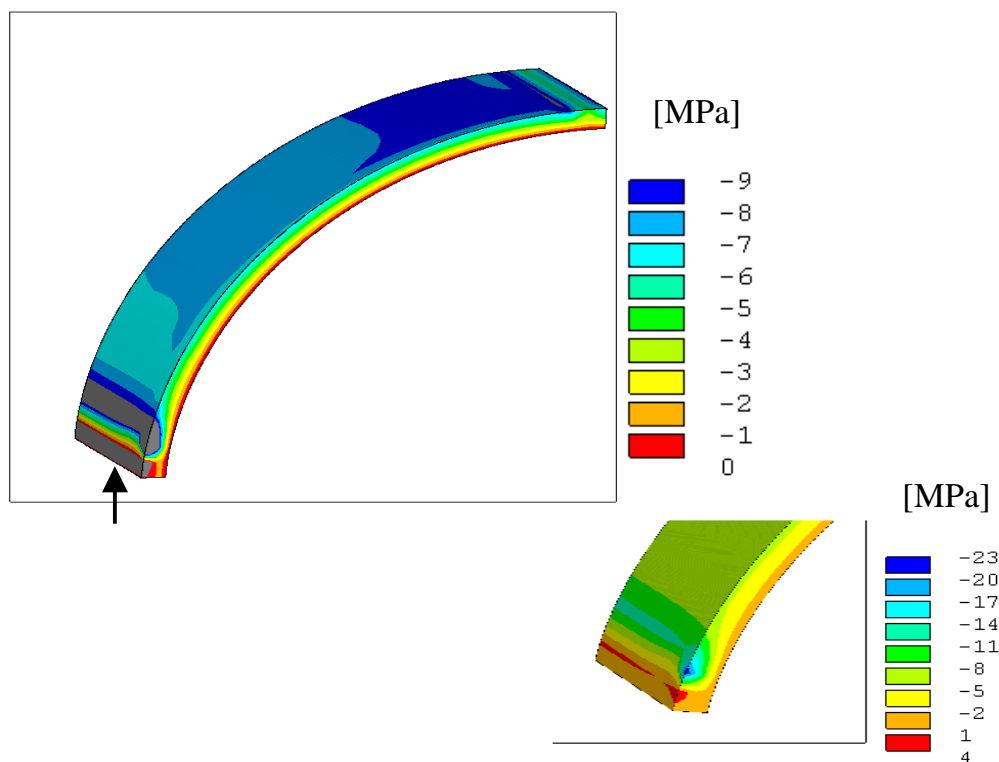
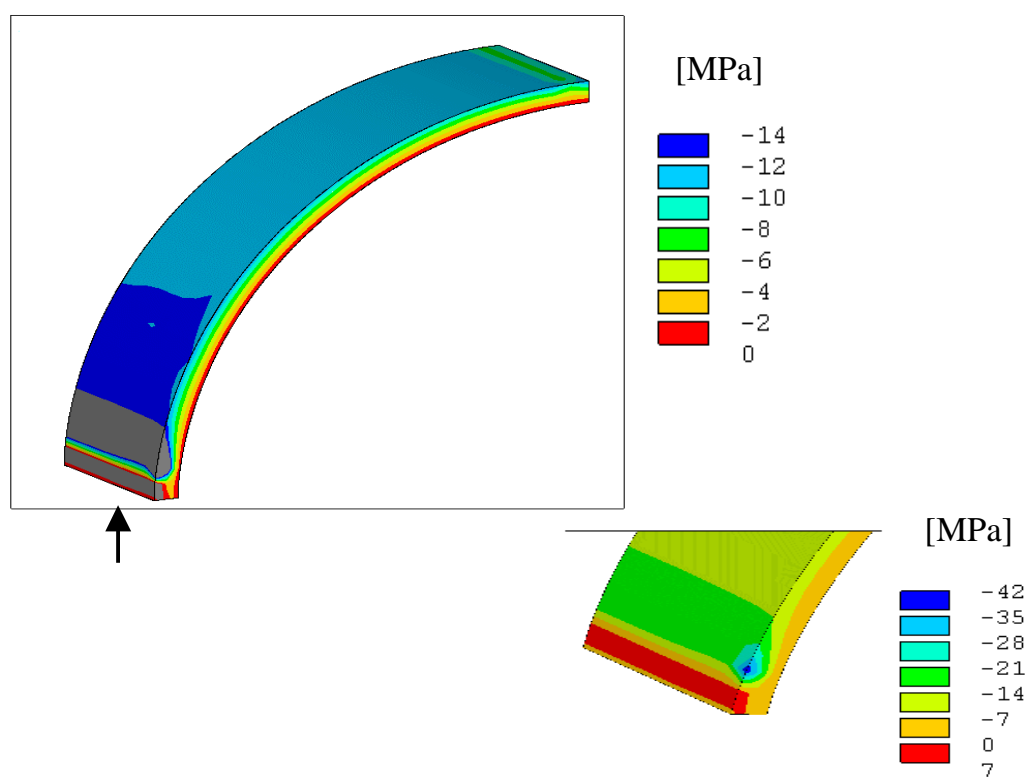
Jednotlivým barvám v obrázku jsou ve stupnici přiřazeny odpovídající hodnoty napětí. Ty jsou uvedeny vzestupně od modré k červené, přičemž modrá znázorňuje minimální hodnotu a červená maximální. Šedá barva ve všech obrázcích značí, že napětí v těchto místech je mimo dosah uvedené stupnice. Toto opatření je vytvořeno záměrně pro názornější vyhodnocení zobrazovaných hodnot.

Po délce oblouku pánve se téměř všechny zobrazené hodnoty výrazně mění v důsledku špiček napětí od předepsaného posuvu. Proto jsou k obrázkům napětí přidány detaily míst se vznikajícími špičkami napětí, čímž se dosáhne větší přesnosti vyhodnocení. Počet barevných polí ve stupnici je vždy stejný pro daný obrázek a jeho detaily. Byly zvoleny s ohledem na rozsah jednotlivých napětí tak, aby hranice mezi nimi nedělila napětí libovolně, ale vždy po stejných jednotkách. Ve všech následujících barevných obrázcích ložiskových pánví v kap. 4.1. a 4.3. označují šipky směr působení předepsaného posuvu.

Radiální napětí na vnějším poloměru pánve σ_{r2p}

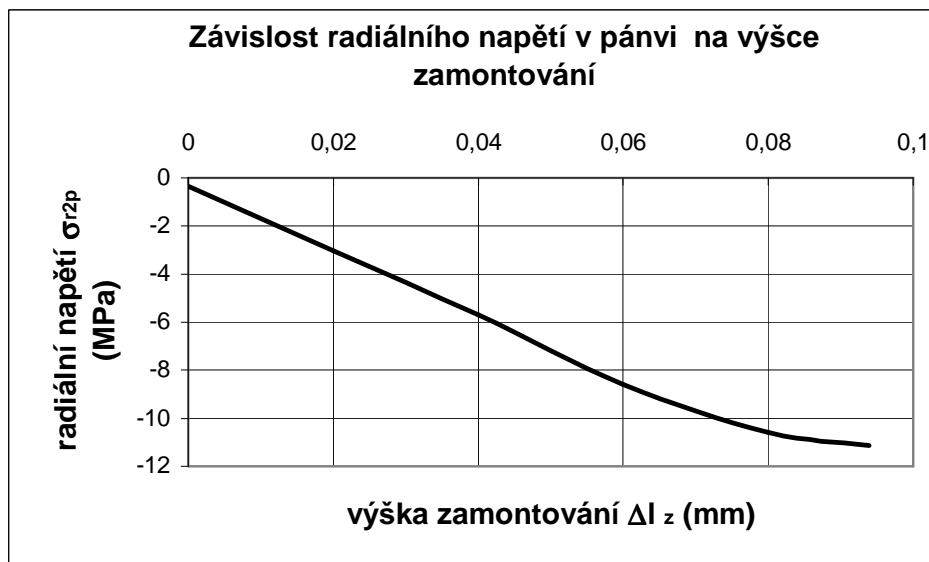


Obr.15 - Průběh radiálního napětí na vnějším poloměru pánve při $\Delta l z_2 = 0,02$ mm

Obr.16 - Průběh radiálního napětí na vnějším poloměru pánve při $\Delta z_4 = 0,06$ mmObr.17 - Průběh radiálního napětí na vnějším poloměru pánve při plném zamontování $\Delta z_6 = 0,093934$ mm a detail okolí působení montážní síly

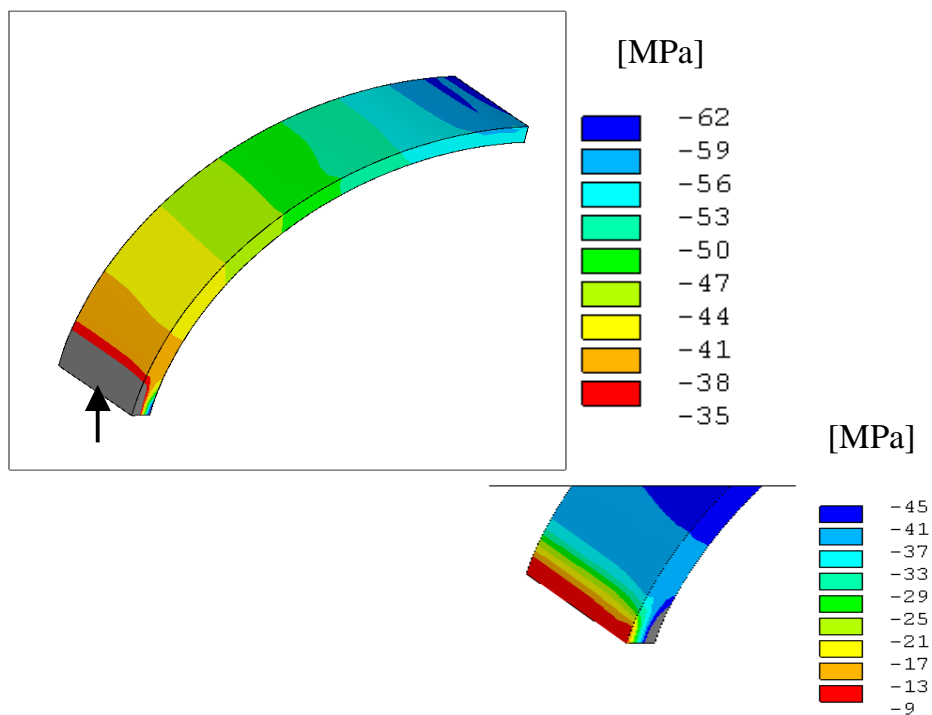
Δl_z (mm)	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,093934
σ_{r2p} (MPa)	-0,34	-3,04	-5,71	-8,58	-10,58	-11,12

Tab.2 - Radiální napětí na vnějším poloměru pánve při postupné montáži

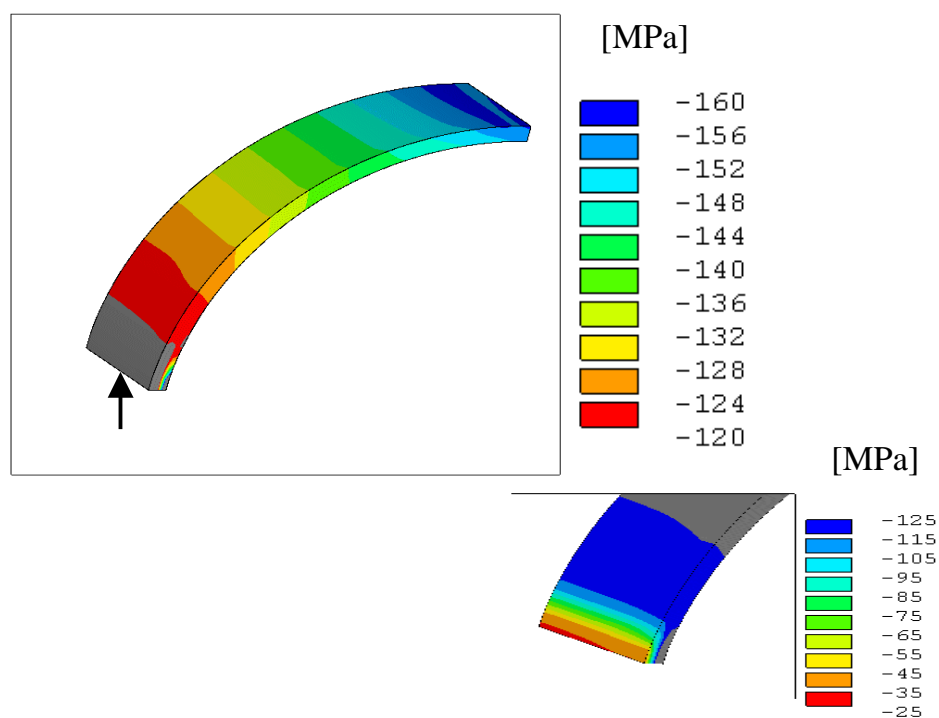
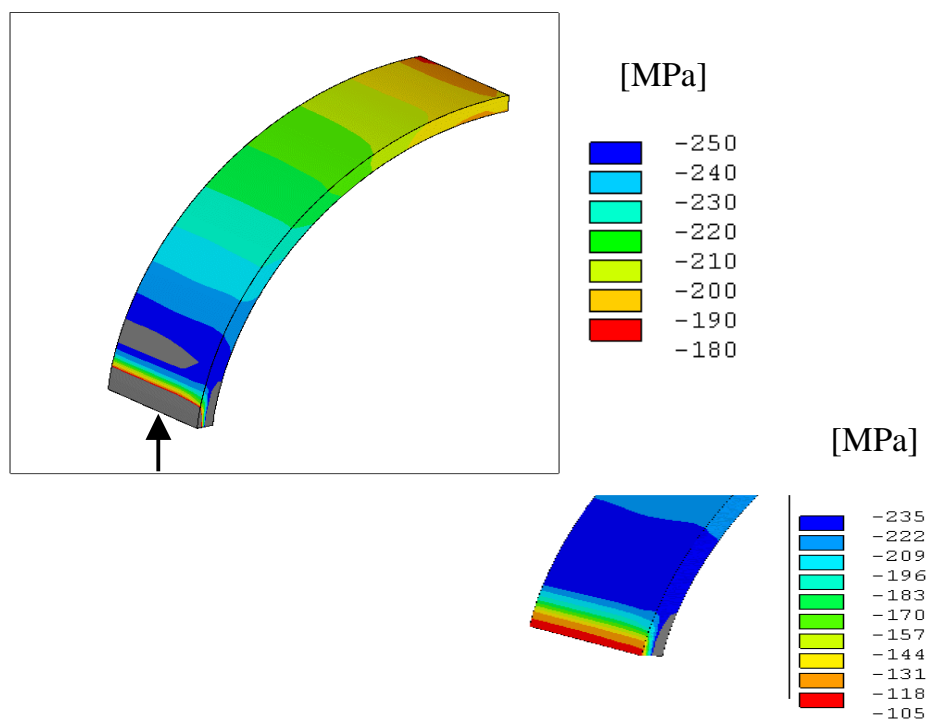


Graf č.1 – Závislost radiálního napětí v pánvi na výšce zamontování

Tečné napětí na vnějším poloměru pánve σ_{t2p}



Obr.18 - Průběh tečného napětí na vnějším poloměru pánve při $\Delta l_{z2} = 0,02$ mm.

Obr.19 - Průběh tečného napětí na vnějším poloměru pánve při $\Delta l_{z4} = 0,06$ mm.Obr.20 - Průběh tečného napětí na vnějším poloměru pánve při $\Delta l_{z6} = 0,093934$ mm.

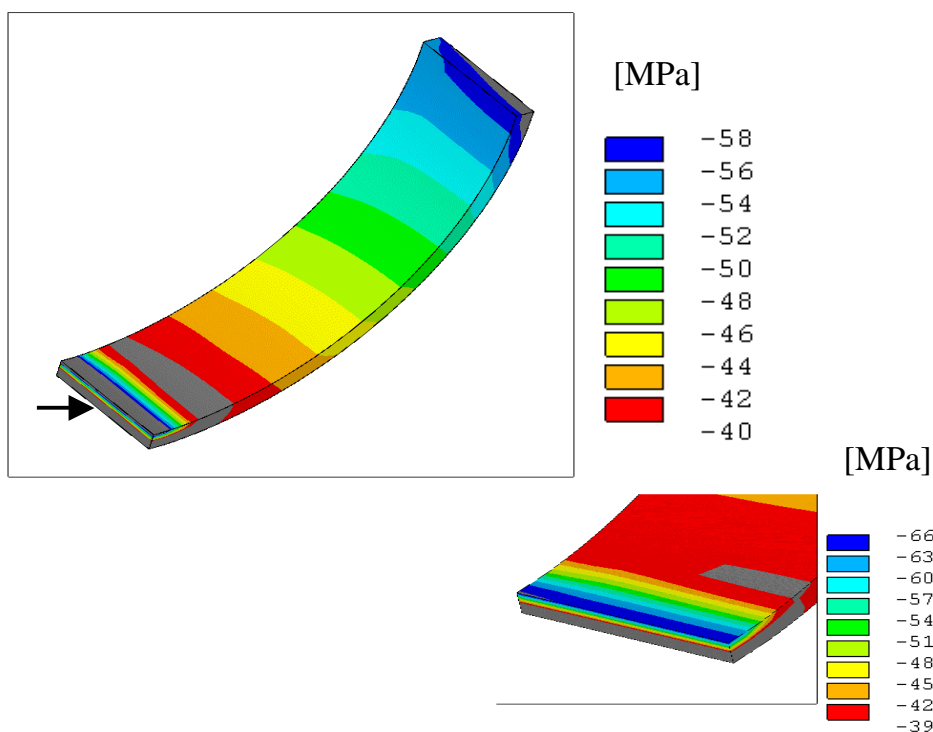
Δl_z (mm)	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,093934
σ_{t2p} (MPa)	-6,71	-54,33	-102,11	-150,99	-192,02	-199,65

Tab.3 - Tečné napětí na vnějším poloměru pánve při postupné montáži

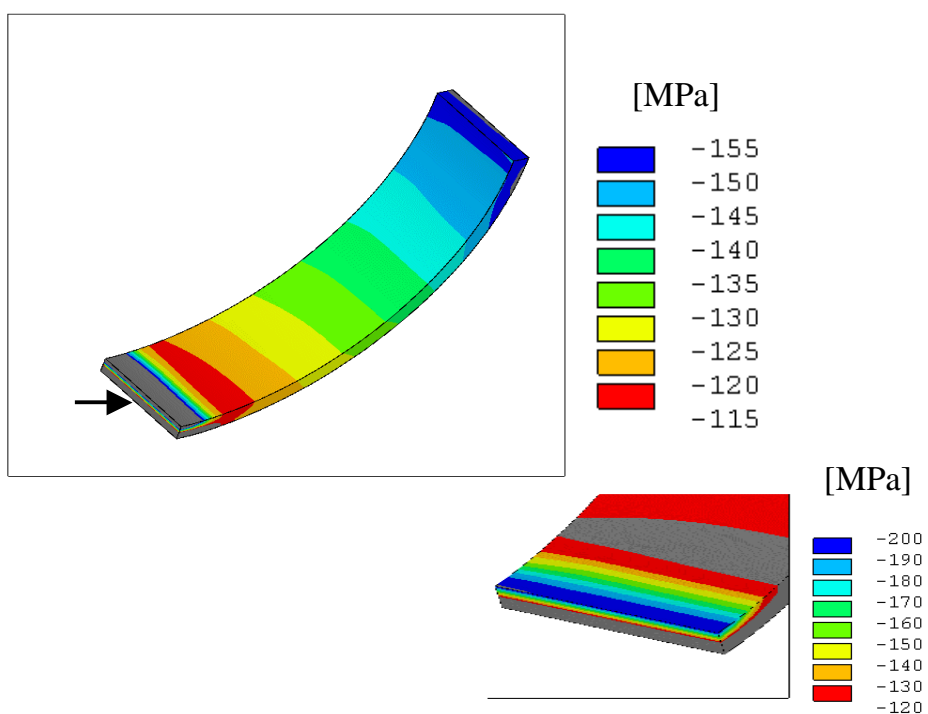


Graf 2 – Závislost tečného napětí vnějšího poloměru pánve na výšce zamontování

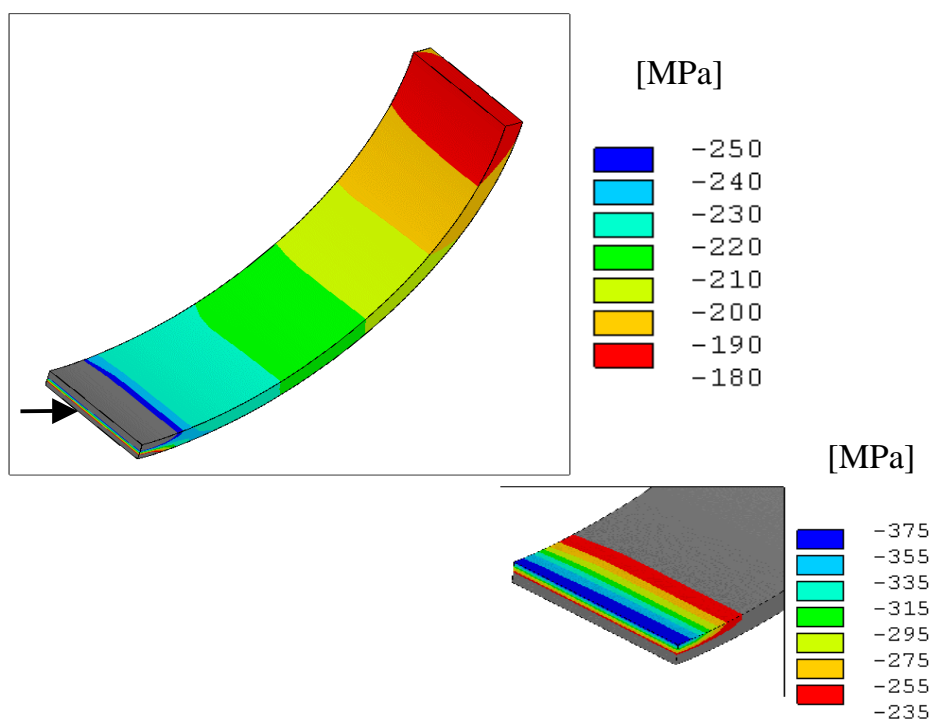
Tečné napětí na vnitřním poloměru pánve σ_{t1p}



Obr.21 - Průběh tečného napětí na vnitřním poloměru pánve při $\Delta l_{z2} = 0,02$ mm.



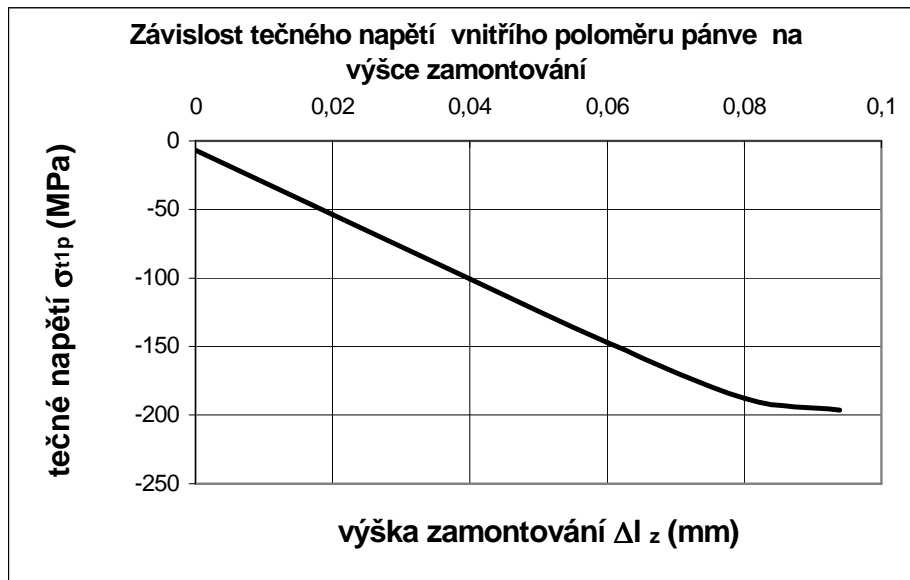
Obr.22 - Průběh tečného napětí na vnitřním poloměru pánve při $\Delta l_{z4} = 0,06$ mm.



Obr.23 - Průběh tečného napětí na vnitřním poloměru pánve při $\Delta l_{z6} = 0,093934$ mm.

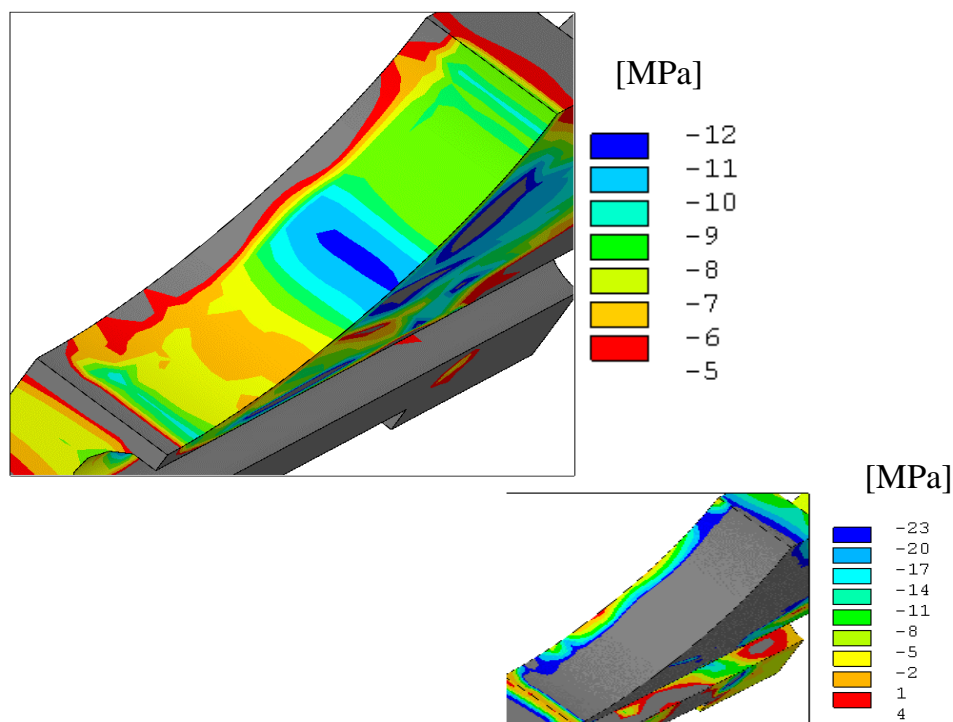
Δl_z (mm)	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,093934
σ_{t1p} (MPa)	-6,76	-53,79	-100,59	-146,97	-187,56	-196,33

Tab.4 - Tečné napětí na vnitřním poloměru pánve při postupné montáži

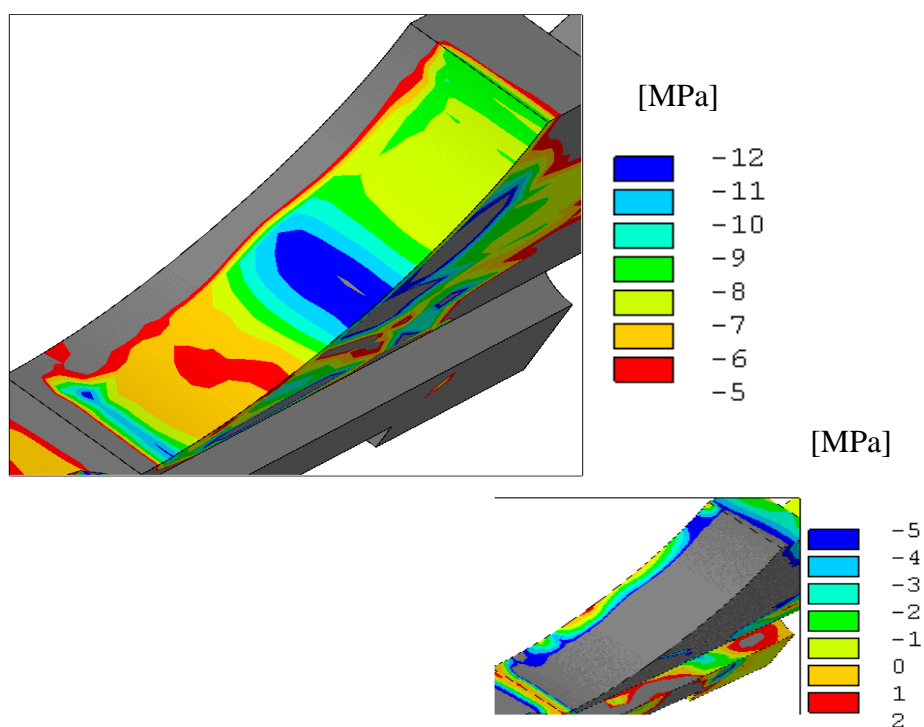
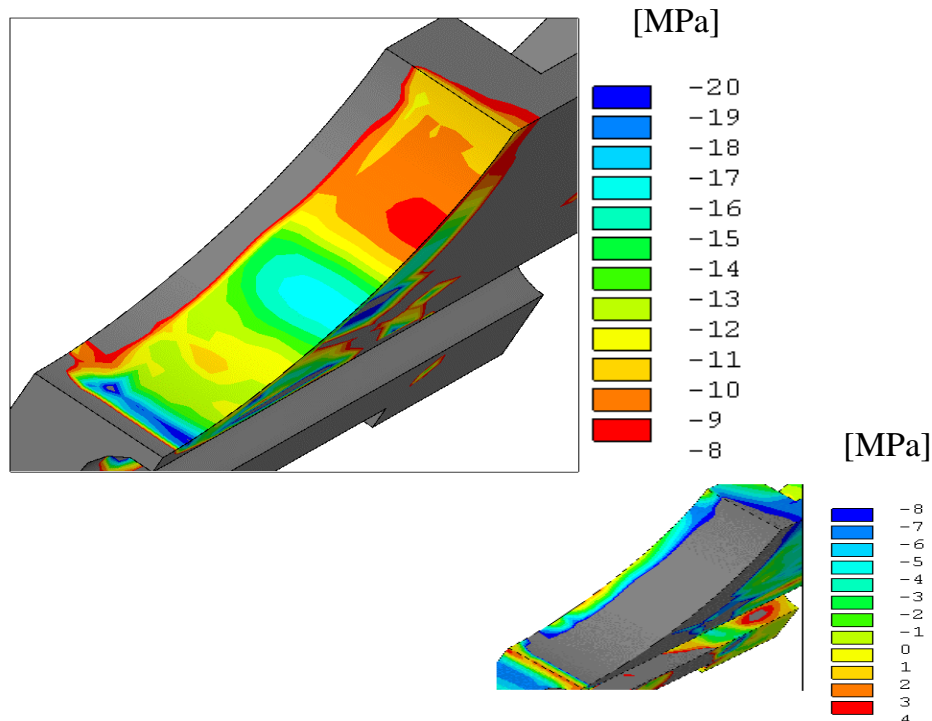


Graf č.3 – Závislost tečného napětí vnitřního poloměru pánve na výšce zamontování

Radiální napětí ve vývrtu víka σ_{rv}

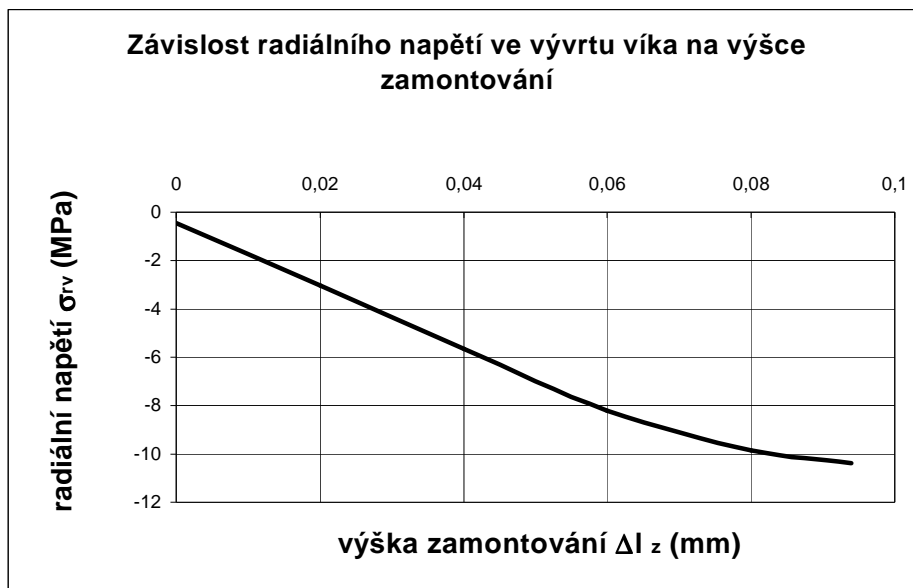


Obr.24 - Průběh radiálního napětí ve vývrtu víka při $\Delta l_{z2} = 0,02$ mm.

Obr.25 - Průběh radiálního napětí ve vývrtu víka při $\Delta l_{z_4} = 0,06$ mm.Obr.26 - Průběh radiálního napětí ve vývrtu víka při $\Delta l_{z_6} = 0,093934$ mm

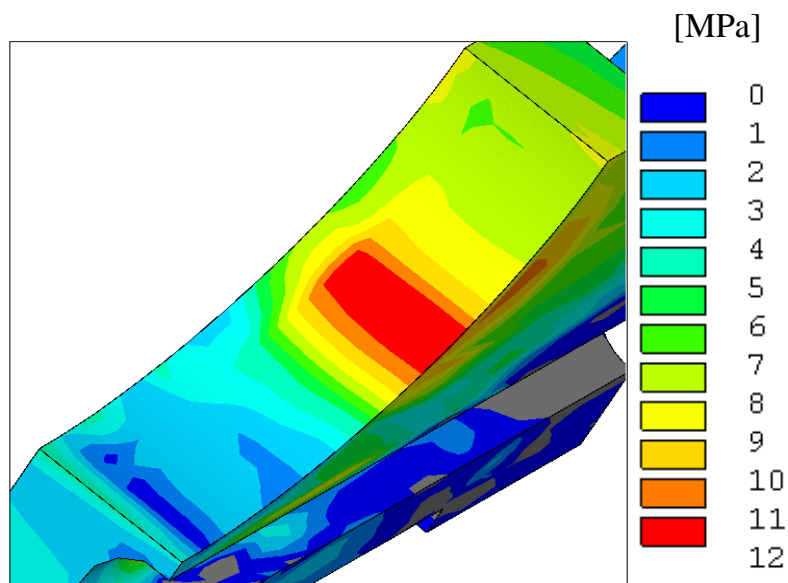
Δl_z (mm)	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,093934
σ_{rv} (MPa)	-0,45	-3,02	-5,64	-8,19	-9,84	-10,38

Tab.5 – Radiální napětí ve vývrtu víka při postupné montáži

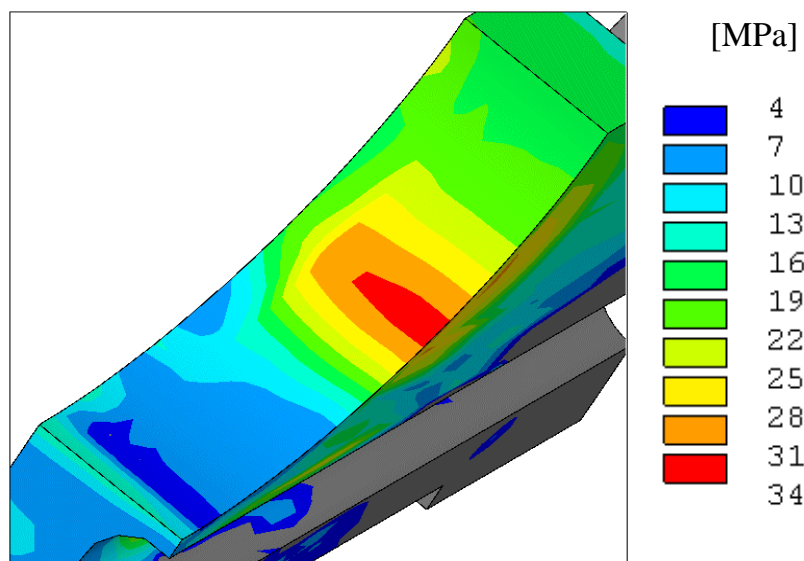


Graf č.4 – Závislost radiálního napětí ve vývrtu víka na výšce zamontování

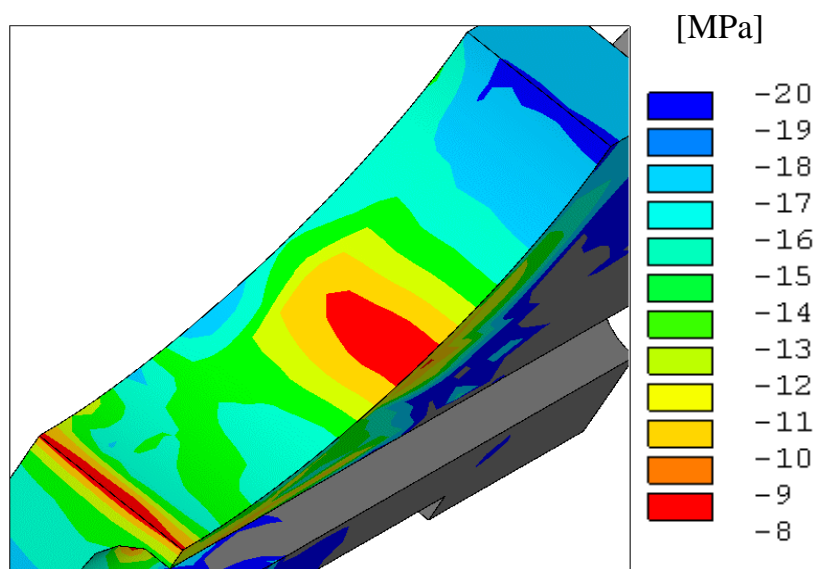
Tečné napětí ve vývrtu víka σ_{tv}



Obr.27 -. Průběh tečného napětí ve vývrtu víka při $\Delta l_{z2} = 0,02$ mm



Obr.28 - Průběh tečného napětí ve vývrtu víka při $\Delta l_{z4} = 0,06$ mm.



Obr.29 - Průběh tečného napětí ve vývrtu víka při $\Delta l_{z6} = 0,093934$ mm.

Δl_z (mm)	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,093934
σ_{tv} (MPa)	1,60	8,54	16,12	22,82	26,83	23,26

Tab.6 - Tečné napětí ve vývrtu víka při postupné montáži



Graf č.5 – Závislost tečného napětí ve vývrtu víka na výšce zamontování

Vyhodnocení grafického znázornění napětí

Na obrázcích 15-17 je vidět, jak radiální napětí na vnějším poloměru pánve roste se stoupající hodnotou výšky zamontování. Lze však říci, že v dané oblasti se pohybuje v určitých mezích. V oblastech působení montážních sil vzniká značná špička napětí způsobená zřejmě ohybem konce pánve, na který působí předepsaný posuv. Tyto špičky napětí lze vidět především na detailech přiložených obrázků.

Obrázky 18-20 ukazují růst tečného napětí při montáži, zejména v oblastech blízkých ploše, na kterou působí předepsaný posuv. Naopak v oblasti blízké příčné rovině symetrie 1 se napětí od určité hodnoty výšky zamontování již výrazně nemění. Nízká hodnota napětí v oblasti působení předepsaného posuvu v obr.18 je zřejmě způsobena ještě velmi malým zatížením pánve.

Tečná napětí na vnějším i vnitřním poloměru pánve (obr.18-23) narůstají nejdříve od oblasti příčné roviny symetrie. Od určitého stupně zamontování se však tečná napětí v této oblasti začíná ustalovat a dále výrazně narůstá jen napětí v oblasti působení předepsaného posuvu. Při stavu plného zamontování tečné napětí se zmenšujícím se poloměrem klesá, což potvrzuje domněnku, že se tento stav podobá nalisovanému spoji. Při porovnání obou detailů při plném zamontování vidíme, jak velké jsou jejich rozdíly po tloušťce pánve. To je způsobeno zřejmě tím, že ploška, na kterou působí předepsaný posuv, se snaží být neustále rovnoběžná se stykovou rovinou víka při postupné montáži. Tato špička však poměrně rychle ztratí svůj vliv a odezní.

K obr.24-26: v nalisovaném spoji platí, že vzájemné radiální napětí mezi stýkajícími se plochami jsou stejná. V tomto případě to však zcela neplatí ani při stavu plného zamontování, což je zřejmě způsobeno změnou tuhosti víka po jeho šířce v důsledku různých tloušťek stěn. Také šířky stykových ploch pánve a víka nejsou stejné. Z tohoto důvodu bylo provedeno vyhodnocení radiálního napětí také ve vývrtu tělesa víka kluzného ložiska. Vytvářející se oblast extrémní hodnoty radiálního napětí je vidět již na obr.24 a postupně se zvětšuje. Šedá barva znázorňuje hodnoty napětí mimo rozsah barevné škály. Z detailů těchto obrázků je patrné, že u kladných hodnot radiálního napětí nedochází k dotyku pánve a víka. Tato skutečnost je pravděpodobně způsobena tím, že ploška, na kterou působí předepsaný posuv, zachovává rovnoběžnost vůči stykové rovině víka při postupné montáži. Ve stavu konečné montáže bude celá tato ploška ležet v dělicí rovině víka.

Na grafu 5 je vidět pokles tečného napětí mezi dvěma posledními stupni montáže, což může být způsobeno usednutím pánve v ložisku. Průběh tečného napětí ve vývrtu víka není konstantní, jak by tomu bylo mezi dvěma nalisovanými prstenci. Průběh tohoto napětí je v celém vývrtu kladný - to ukazuje na určitou podobnost s nalisovanými spoji.

4.2. Porovnání výsledků výpočtu získaných užitím metody konečných prvků s klasickým výpočtem

Klasický výpočet

Aby bylo možné pracovat s dosaženými výsledky získané metodou konečných prvků i z experimentálního měření, je vhodné vypočítat orientačně hodnoty některých napětí pomocí klasických metod. Pro tento úkol jsme použil níže uvedených vzorců s ohledem na to, že stav pánve i víka po zamontování se blíží stavu nalisovaných spojů.

Výpočet poloměru pánve s přesahem r_2' pomocí délkového přesahu pánve $c/2$

$$\frac{c}{2} + l_p = l' \quad l' = \frac{\pi r_2'^2}{2}$$

$$r_2' = \frac{2l'}{\pi} = 56,0708 \text{ mm}$$

$c/2$ – délkový přesah

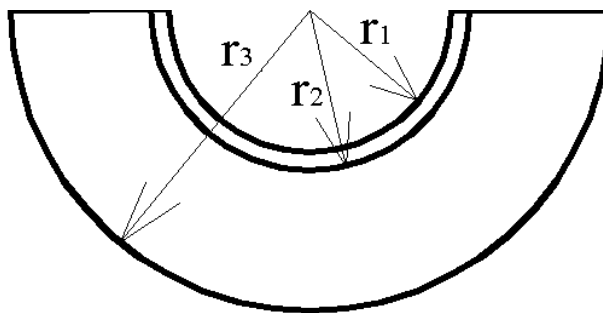
l_p – původní délka pánve na vnějším poloměru bez přesahu

l' – původní délka pánve na vnějším poloměru s přesahem

r_2' - poloměr pánve, kde pánev má středový úhel kluzné plochy 180°

Při zmenšování délkového přesahu $c/2$ montáží se tento přesah přeměňuje na radiální, kterému je bráněno ve vzniku, čímž dochází k nárůstu kontaktního tlaku mezi pánví a víkem.

Pro ověření velikostí jednotlivých napětí je třeba určit konstanty C_1 a C_2 pomocí okrajových podmínek. Pomocí těchto konstant budou určena napětí σ_{t2p} , σ_{r2p} a σ_{tv} .



Obr.30 – Znázornění řezu nalisovaného spoje s vyznačenými poloměry pro klasický způsob výpočtu

$$r_1 = 52,966 \text{ mm}$$

$$r_2 = 56,011 \text{ mm}$$

$$r_3 = 95 \text{ mm}$$

Okrajové podmínky:

$$1. \quad \sigma_{r1p} = 0$$

kde r_{1p} je vnitřní poloměr pánve

$$2. \quad \sigma_{r3} = 0$$

kde r_3 je vnější poloměr víka

Převedením víka na válec byl určen poloměr r_3 z nejmenšího rozměru víka.

$$3. \quad \sigma_{r2p} = \sigma_{rv}$$

4.

$$\frac{\Delta r_2}{r_2} = p * \left[\frac{C_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{C_2 - \mu_2}{E_2} \right]$$

$$\Delta r_2 = r_2' - r_2$$

Řešením těchto rovnic dostáváme

$$\sigma_{t2p} = -188,999 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{tv} = 20,203 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{r2p} = \sigma_{rv} = -10,554 \text{ MPa.}$$

Výše uvedený výpočet lze však použít jen v oblastech dostatečně vzdálených od míst, kde vznikají špičky napětí od předepsaného posuvu. Za těchto podmínek lze tyto hodnoty brát za dostatečné k ověření výsledků výpočtu užitím metody konečných prvků.

Porovnání výsledků výpočtu napětí získaných užitím metody konečných prvků a klasickým výpočtem

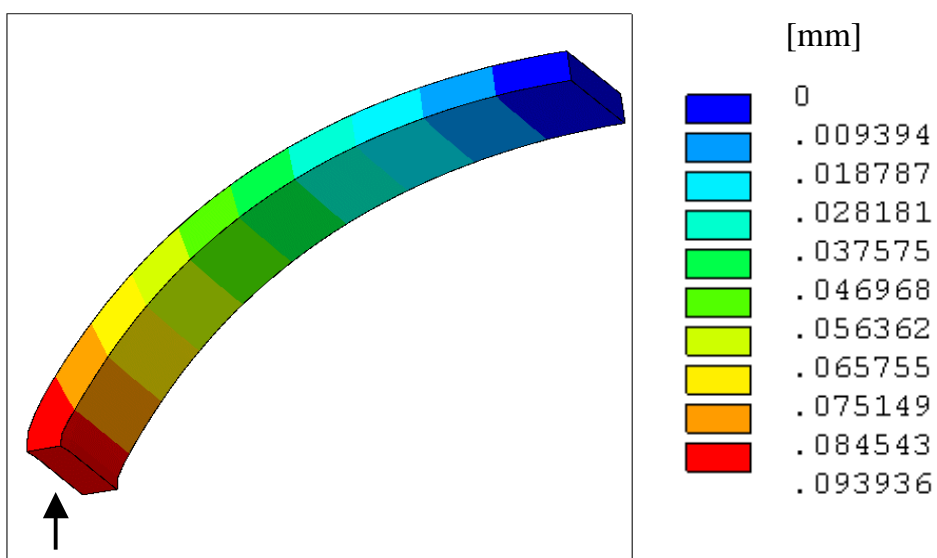
Napětí [MPa]		
	Metoda konečných prvků	Klasický výpočet
σ_{t2p}	-199.650	-188.999
σ_{tv}	23.262	20.203
σ_{r2p}	-11.120	-10.554

Tab.6 – Porovnání výsledků

4.3. Výpočet deformace

Pro vyhodnocení deformací pánve i víka bylo vytvořeno také šest zatěžovacích kroků. Pro vyhodnocení byly vybrány tři hodnoty výšky zamontování jako u obrázků napětí, tedy Δl_{z2} , Δl_{z4} a Δl_{z6} .

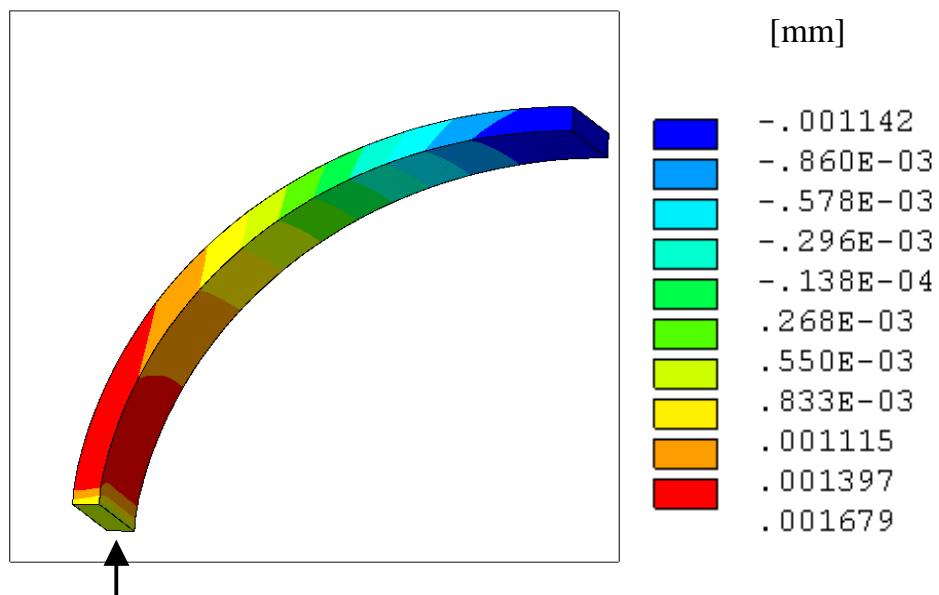
Deformace pánve v tečném směru



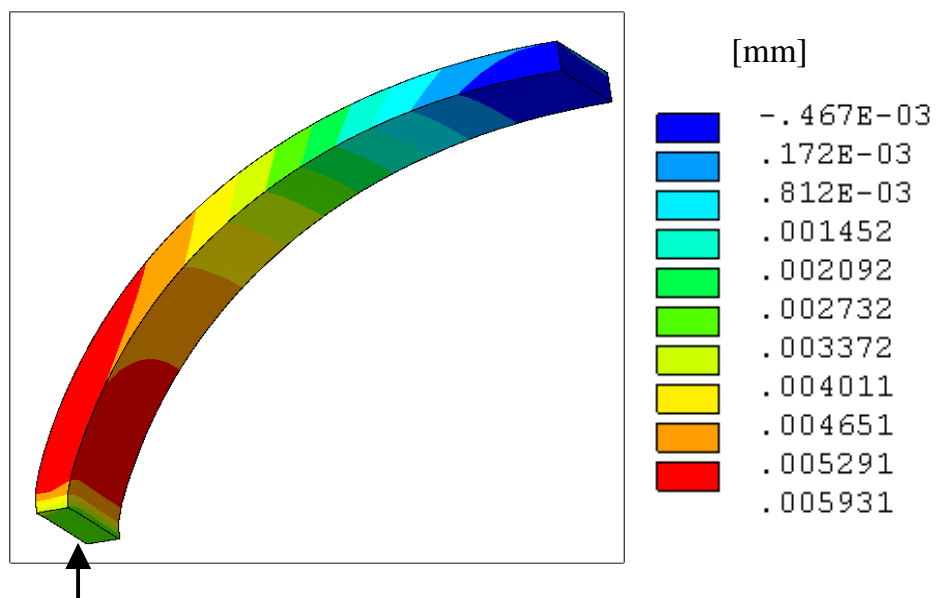
Obr.31 – Průběh deformace pánve v tečném směru (po délce oblouku pánve) při plném zamontování Δl_{z6}

Při ostatních stupních zamontování je průběh této deformace analogický, proto nejsou jejich průběhy zobrazeny.

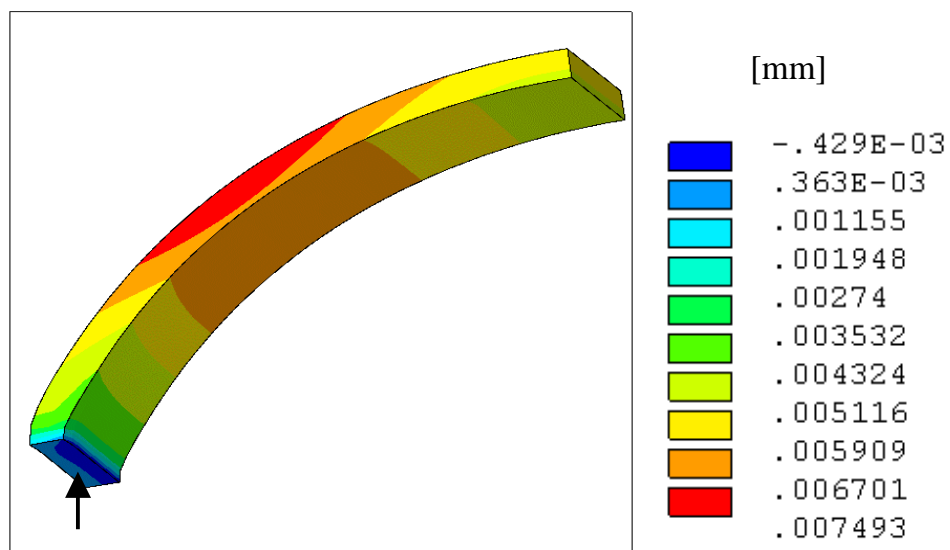
Deformace pánve v radiálním směru



Obr.32 – Průběh deformace pánve v radiálním směru při $\Delta l_{z_2} = 0,02\text{mm}$

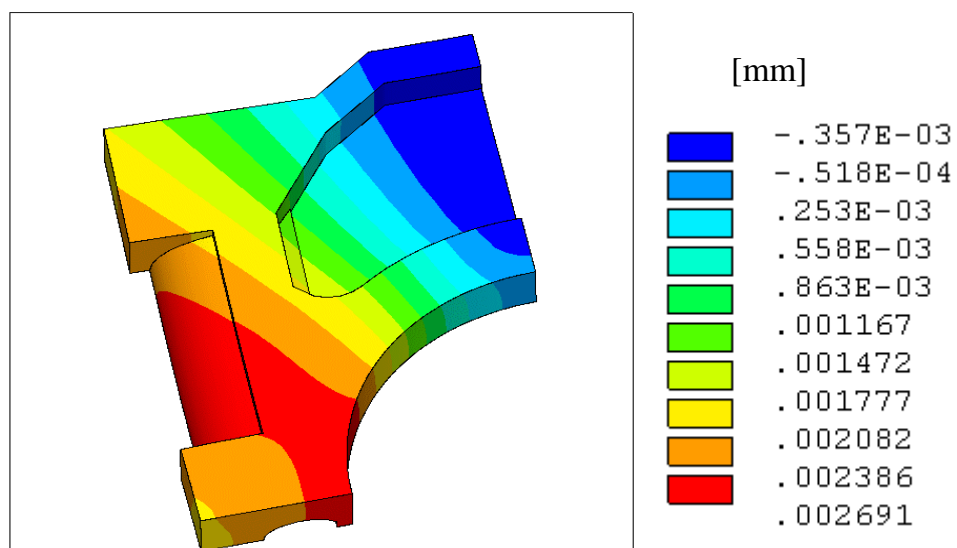


Obr.33 – Průběh deformace pánve v radiálním směru $\Delta l_{z_4} = 0,06\text{mm}$

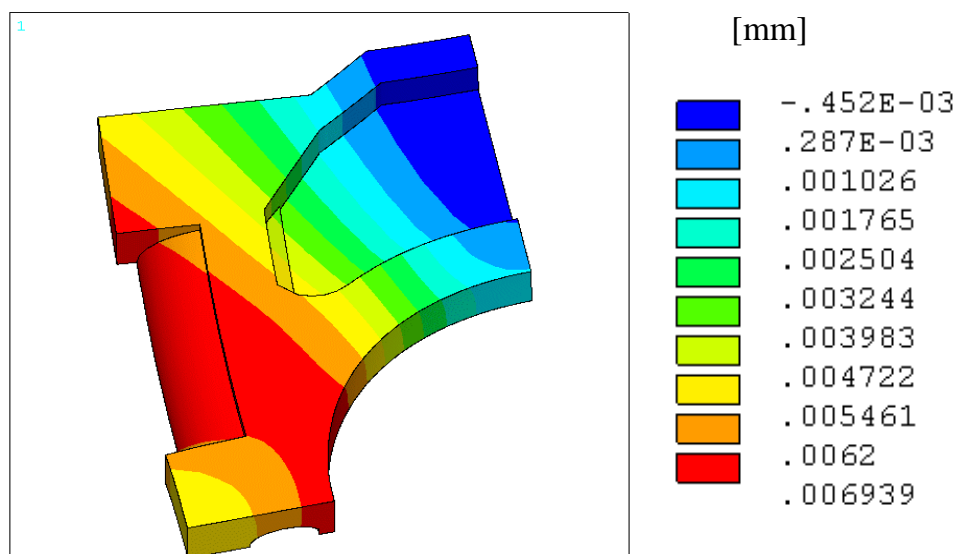


Obr.34 – Průběh deformace pánve v radiálním směru při $\Delta l_{z_6} = 0,093934\text{mm}$

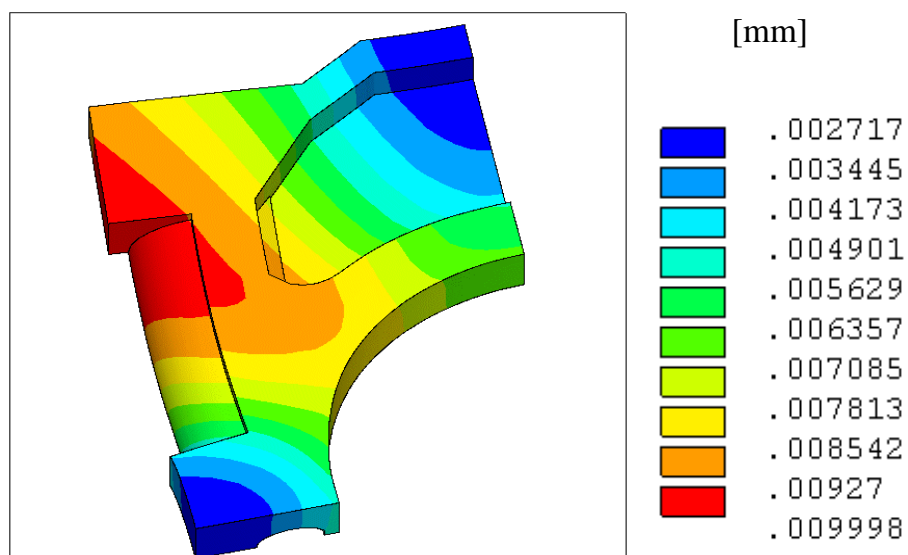
Deformace víka v radiálním směru



Obr.35 – Průběh deformace víka v radiálním směru při $\Delta l_{z_2} = 0,02\text{mm}$



Obr.36 – Průběh deformace víka v radiálním směru při $\Delta l_{z4} = 0,06\text{mm}$



Obr.37 – Průběh deformace víka v radiálním směru při $\Delta l_{z6} = 0,093934\text{mm}$

Vyhodnocení grafického znázornění deformace pánve a víka

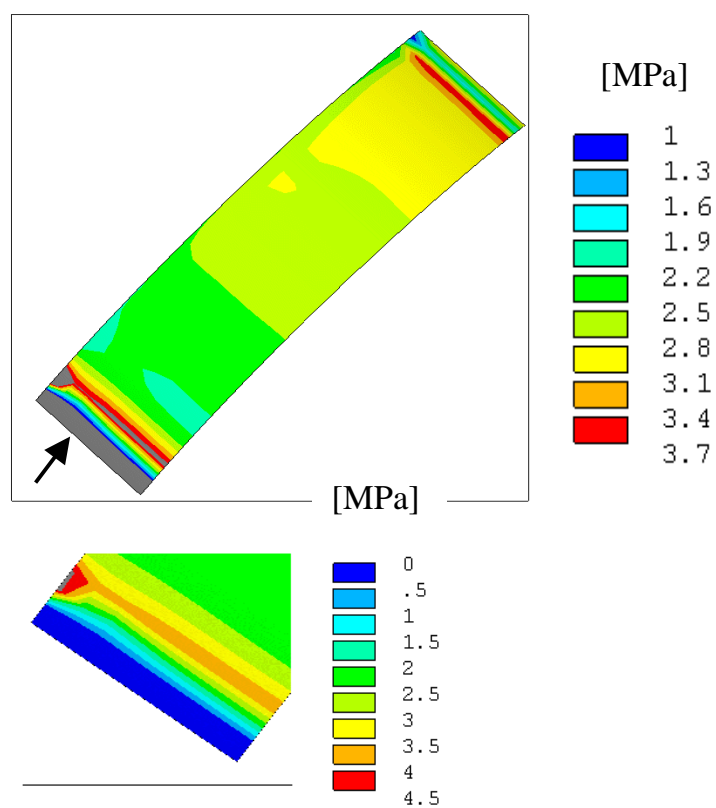
Abychom mohli vyčíslvat napětí a deformaci i v prvním kroku montáže, kdy $\Delta l_z = 0$ mm, musel být vytvořen mezi pávní a víkem nepatrný radiální přesah už při modelování obou součástí. Tento přesah má hodnotu $\Delta r_p = 0,001$ mm.

Program při zahájení výpočtu eliminuje přesah zmenšením radiálních rozměrů pánve a zvětšením víka, proto zřejmě zejména v prvních krocích výpočtu dochází ke zmenšení radiálního rozměru pánve v oblasti příčné roviny symetrie 1. Naopak v konečných krocích výpočtu dochází k této deformaci v důsledku snahy plošky, na kterou působí předepsaný posuv, zachovávat svoji rovnoběžnost se stykovou rovinou mezi víkem a blokem motoru po dobu montáže.

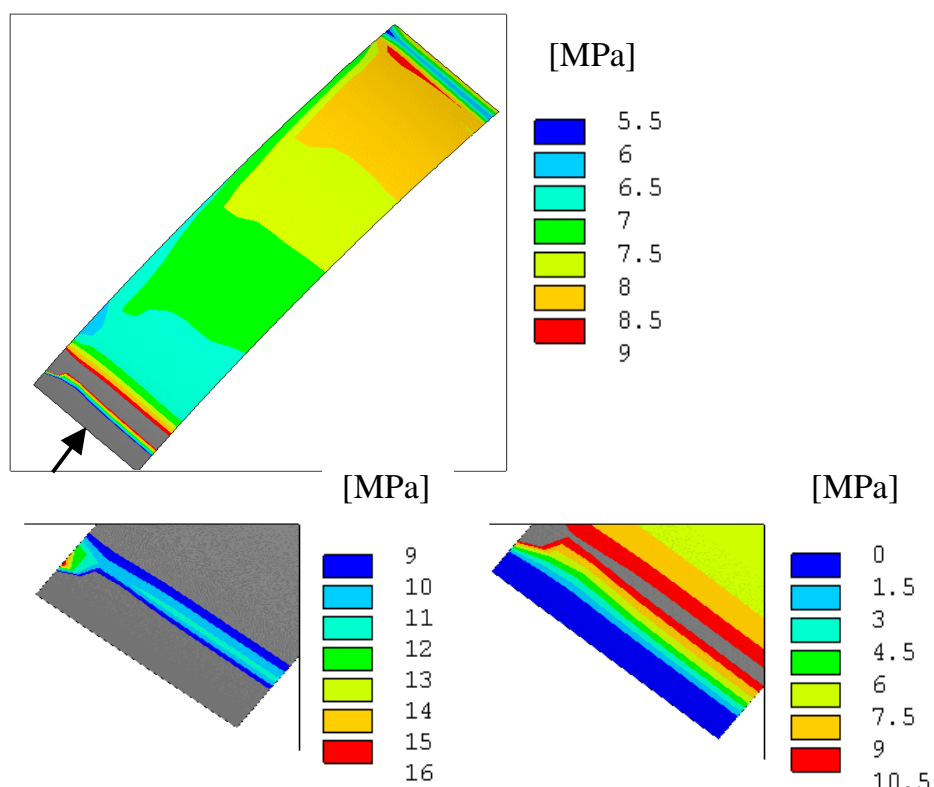
Na obr.35-37 je dobře vidět oblast, kde se víko v radiálním směru deformuje nejvíce. Tyto oblasti odpovídají maximálním radiálním napětím ve víku. Deformace víka v tečném směru je velmi nevýrazná, proto nebyla zobrazena.

4.4. Výpočet přítlaku

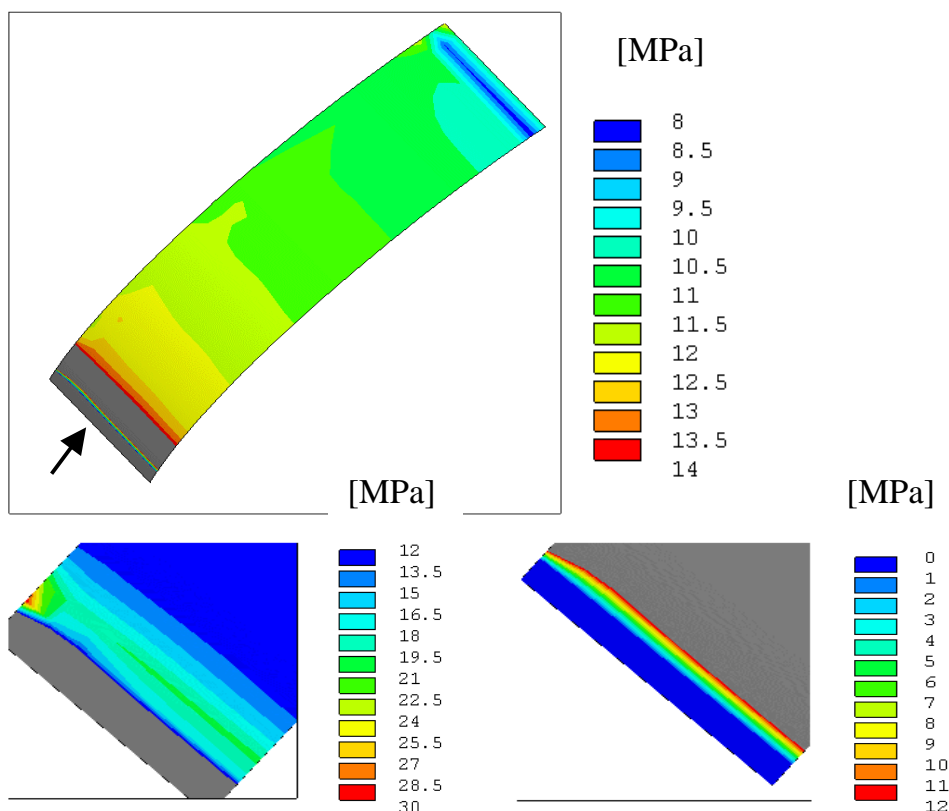
Na následujících obrázcích (38 – 40) jsou ukázány kontaktní elementy, pomocí kterých je zobrazen přítlak. Tyto kontaktní elementy mají nulovou tloušťku oproti šestistěnným elementům na obr.7 a slouží pouze k vytvoření silového kontaktu mezi součástmi.



Obr.38 – Průběh přítlaku mezi pánví a víkem při výšce zamontování 0,02mm



Obr.39 – Průběh přítlaku mezi pánví a víkem při výšce zamontování 0,06mm



Obr.40 – Průběh přítlaku mezi pánví a víkem při výšce zamontování 0,093934mm

Vyhodnocení grafického znázornění přítlaku mezi pánví a víkem

Na obr.38-40 je zobrazen přítlak mezi pánví a víkem, přičemž detaily zobrazují oblasti, kde je podrobněji zobrazen přítlak v oblasti působení předepsané deformace. Na těchto detailech je dobře vidět, kde dochází ke zmenšení přítlaku pánve a víka ložiska. Toto zmenšení přítlaku však vzniká jen v oblasti působení předepsané deformace. Jeho oblast je velmi malá a pohybuje se v rozmezí 1,5-2% z obvodu čtvrtinového modelu pánve, viz detail vpravo dole na obr.40.

5. Experimentální měření pomocí tenzometrů

Na základě zadání mělo být připraveno měření, které by ověřilo některý z výsledků výpočtu napětí, deformace nebo přítlaku pánve a víka ložiska při výpočtu pomocí metody konečných prvků.

5.1. Modelování zatížení a podmínky experimentu

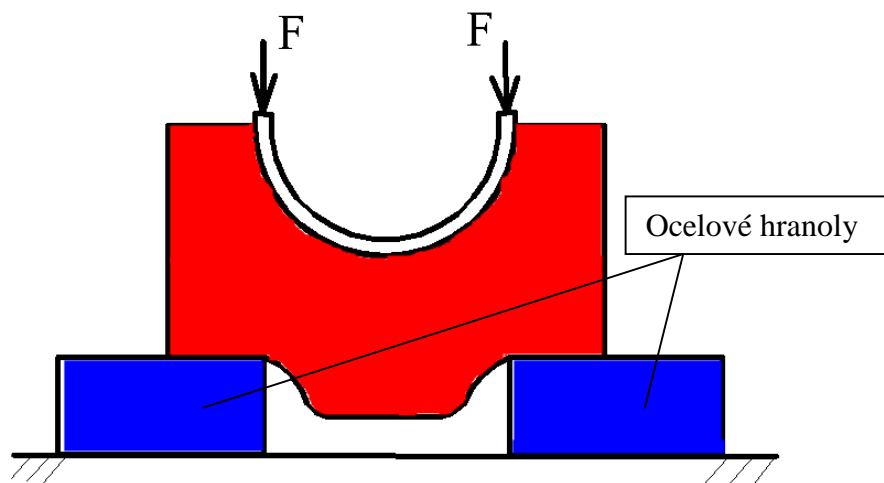
Cílem měření bylo zjistit nárůst středního tečného napětí s rostoucí výškou zamontování pomocí přepočtu hodnot elektrického napětí získaných pomocí tenzometrů.

Pro případ montáže pánve do víka lze v pánvi obecně měřit tři různá napětí: tečné v pánvi na vnějším poloměru, tečné v pánvi na vnitřním poloměru a radiální na vnějším poloměru.

Z povahy úlohy, kdy dochází ke styku pánve a víka je zřejmé, že určení radiálního přítlaku, ale i deformace by bylo velmi obtížné. Mezi obě součásti by šlo jen obtížně umístit přípravek na měření těchto dvou veličin. Z tohoto důvodu bylo provedeno pouze měření napětí v pánvi.

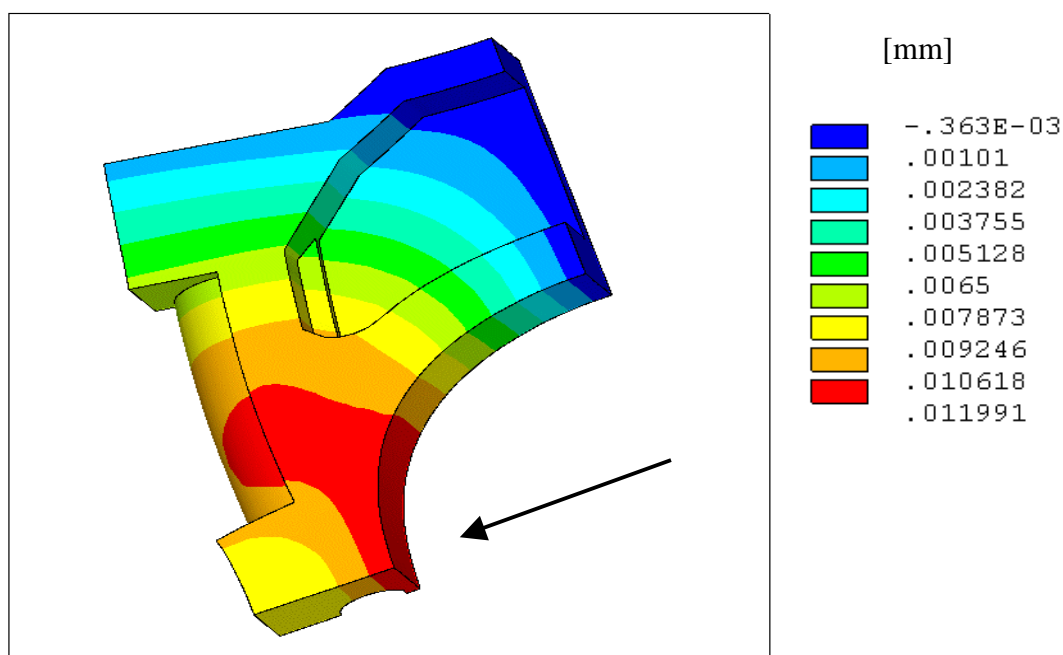
Vzhledem k tomu, že se pánve dotýká s víkem na jejím vnějším poloměru a na vnitřním poloměru pánve je výstelka, nelze zde napětí ani deformaci prakticky měřit, neboť materiál výstelky AlSn20 má neznámý modul pružnosti, který je jiný než vlastní část pánve, která je z oceli. Proto byly tenzometry přilepeny na boky pánve, kde bylo změřeno střední tečné napětí mezi tečnými napětími na vnějším a vnitřním poloměru pánve.

K napodobení montážního předpětí bylo nutné zajistit, aby deska, kterou bude pánve vtlačována do víka, byla rovnoběžná se stykovou rovinou víka. Tím se zajistí dosednutí obou konců pánve do stykové roviny. V bloku motoru boční stěny prakticky neumožňují víko rozevírat se. Přípravek proti rozevření víka by bylo obtížné zhotovit v důsledku úzké tolerance rozměru mezi bočními stěnami víka. Celé víko včetně rozměrů je uvedeno ve výkresové dokumentaci v příloze 2. Dále je na obr. 42 ukázáno, jak by se víko rozevíralo, kdyby mu v tomto nebylo bráněno.



Obr.41 – Modelování zatížení

Dále bylo ověřeno, že kdybychom víko zatěžovali maximálním konstantním tlakem, který se souvisle vytvoří mezi pánví a víkem, víko by se neotevřelo více než je maximální hodnota deformace ve směru podélné roviny symetrie, viz. obr.42. Toto ověření bylo provedeno v metodě konečných prvků, kde bylo víko ve vývrtu pro pánev zatíženo zavedením radiálního tlaku na plochu vývrtu pro ložisko o velikosti 13MPa. Okrajové podmínky byly uvažovány stejné jako při výpočtu napětí a deformací pomocí metody konečných prvků, viz. kap. 4.1 a 4.3.



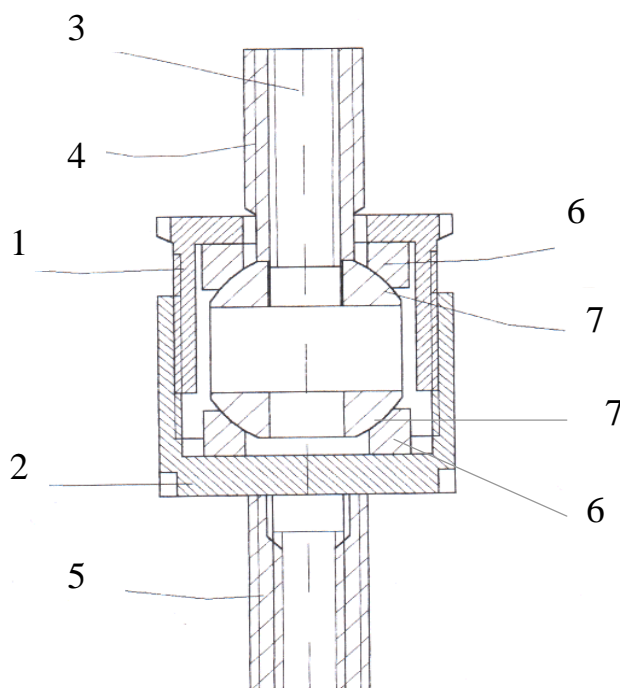
Obr.42 – Deformace víka a její směr při zatížení vnitřním přetlakem 13MPa

5.2. Použitá měřidla a měřící přípravky

Celé měření bylo prováděno na zkušebním stroji INOVA 250, kde sílu vyvozuje tlak kapaliny v hydraulickém válci, přičemž pohyb pístu je řízen pomocí počítače. Na tomto stroji bylo možné změřit jak montážní sílu, tak i výšku zamontování pánve s přesností $\pm 0,02\text{mm}$.

Víko má značně členitý tvar (viz. příloha 2), bylo proto třeba vyrobit dva ocelové hranoly o rozměrech 50x60x30mm. Takto vytvořenými hranoly bylo víko podepřeno v místech hlavních stahovacích děr, čímž byla zajištěna vodorovnost stykové roviny víka a desky, kterou je pánev do víka vtlačována. Rovnoběžnost mezi stěnami hranolu vzdálenými 30mm byla předepsána s tolerancí $\pm 0,03\text{mm}$.

Ke stejnému účelu byl použit speciální kloub, který této desce umožňoval natáčení vůči svislé ose stroje. Po dosažení požadované rovnoběžnosti víka a vtlačovací desky prostřednictvím vymezovacích destiček byl tento kloub utáhnut a znehybněn.



Obr.43 – Schéma vymezovacího kloubu

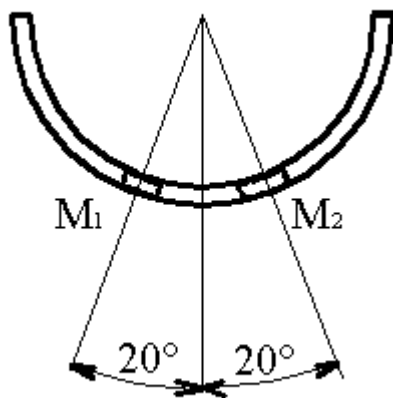
- 1- horní převlečná matice , 2- spodní převlečná matice s dříkem pro redukci se závitem
- 3- horní šroub (část redukce), 4- matice s vnějším a vnitřním závitem (část redukce),
- 5- matice s vnějším a vnitřním závitem (část spodní redukce), 6,7- části ložiska GE 17 AX

Tloušťka ocelové části pánve je pouze 3,045mm. S ohledem na tuto skutečnost byly použity úzké tenzometry s označením LU 41 od firmy HBM, což jsou drátkové tenzometry s podkladem z fólie. Tyto tenzometry mají měřící oblast o velikosti 3x2mm.

Další parametry tenzometru:

- jmenovitá hodnota odporu $120\Omega \pm 0,3\%$
- Tenzometrická konstanta $K = 1,93 \pm 1,5\%$ při napájecím napětí $U_N = 2V$

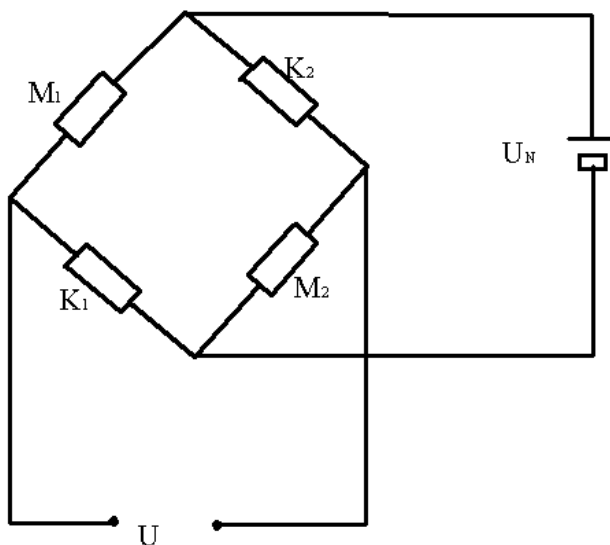
Pro toto měření byly použity celkem čtyři tenzometry, dva měřící a dva kompenzační. Měřící tenzometry byly nalepeny každý na jeden bok pánve pod úhlem 20° od příčné roviny symetrie tak, aby jejich hlavní měřící osa ležela ve směru měřeného napětí resp. deformace.



Obr.44 - Poloha nalepených tenzometrů M_1 a M_2

Kompenzační tenzometry byly nalepeny na ocelovou destičku, která ležela vedle zatěžované sestavy.

Všechny tenzometry byly zapojeny do vyvažovacího Wheatsonova můstku podle obr.45.



Obr.č 45 – Schéma zapojení tenzometrů do můstku

Z tohoto schématu byl také odvozen vztah pro výpočet poměrného prodloužení.

$$U_{M1,0} = \frac{U_N}{2}$$

$$\frac{U_{výst}}{2} = \Delta U_{M1,1}$$

z lit [3] platí

$$\frac{\Delta R_{M1,1}}{R_{M1,0}} = K_{\varepsilon,0} * \varepsilon$$

$$\frac{\Delta U_{M1,1}}{U_{M1,0}} = K_{\varepsilon,0} * \varepsilon$$

$$\varepsilon = \frac{1}{K_{\varepsilon,0}} * \frac{U_{výst}}{U_N}$$

Výstupní napětí je 500krát zesílené použitím napěťového zesilovače proto platí:

$$\varepsilon = \frac{1}{K_{\varepsilon,0}} * \frac{U_{výst}}{U_N} * \frac{1}{500}$$

Známe-li poměrné prodloužení (zkrácení) v tečném směru, můžeme vypočítat z Hookova zákona napětí:

$$\sigma = E * \frac{1}{K_{\varepsilon,0}} * \frac{U_{výst}}{U_N} * \frac{1}{500}$$

$$U_N = 2,56V,$$

$$E = 2,1 * 10^5 \text{ MPa}$$

5.3. Měření napětí v pánvi

Měření elektrického napětí

Tenzometry byly nalepeny na pánev ve stavu, kdy byla již pánev ručně vmáčknuta do ložiskového víka. Pánev byla do víka vsazena tak, aby oba její konce vystupovaly z víka přibližně o stejnou hodnotu.

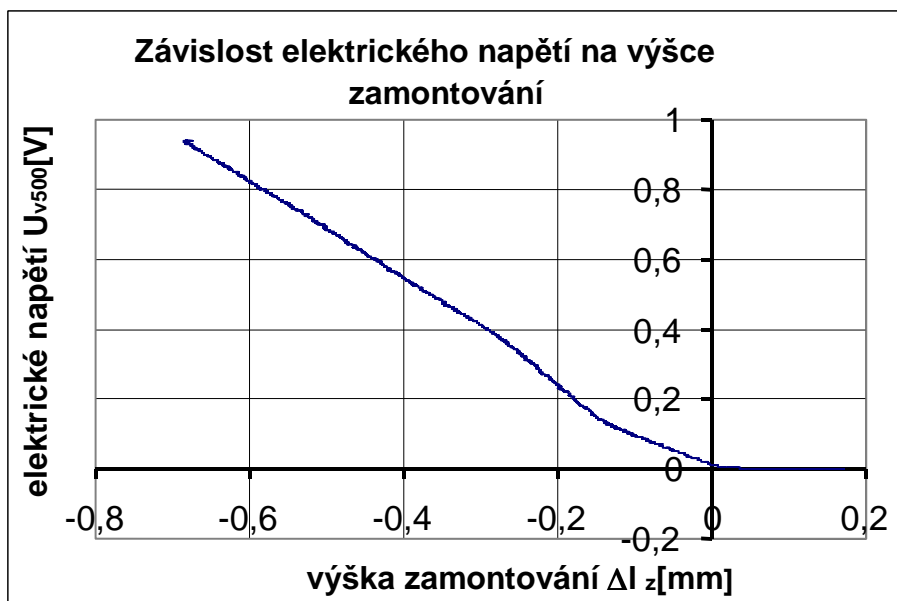
V okamžiku, kdy došlo ke kontaktu pánve s deskou byla změřena spárovými měrkami orientačně vzdálenost mezi deskou a víkem. Tímto opatřením jsme byli schopni určit, jaký má pánev délkový přesah $c/2$, a tím i výšku zamontování.

Po opětovném spuštění zkušebního stroje jsme nechali narůstat výšku zamontování až na hodnotu větší než-li byla hodnota změřená spárovými měrkami. Tím by bylo možné ze zlomu montážní síly a elektrického napětí určit okamžik, kdy došlo ke kontaktu desky s víkem. Síla od pístu stroje byla měřena ocejchovaným siloměrem. Všechny takto určené hodnoty výšky zamontování, síly a elektrického napětí byly zaznamenány počítačem.

Z takto získaných hodnot byly zjištěny závislosti síly pístu na výšce zamontování (viz graf 6) a elektrického napětí na výšce zamontování (viz graf 7).



Graf 6 – Závislost síly pístu stroje na výšce zamontování

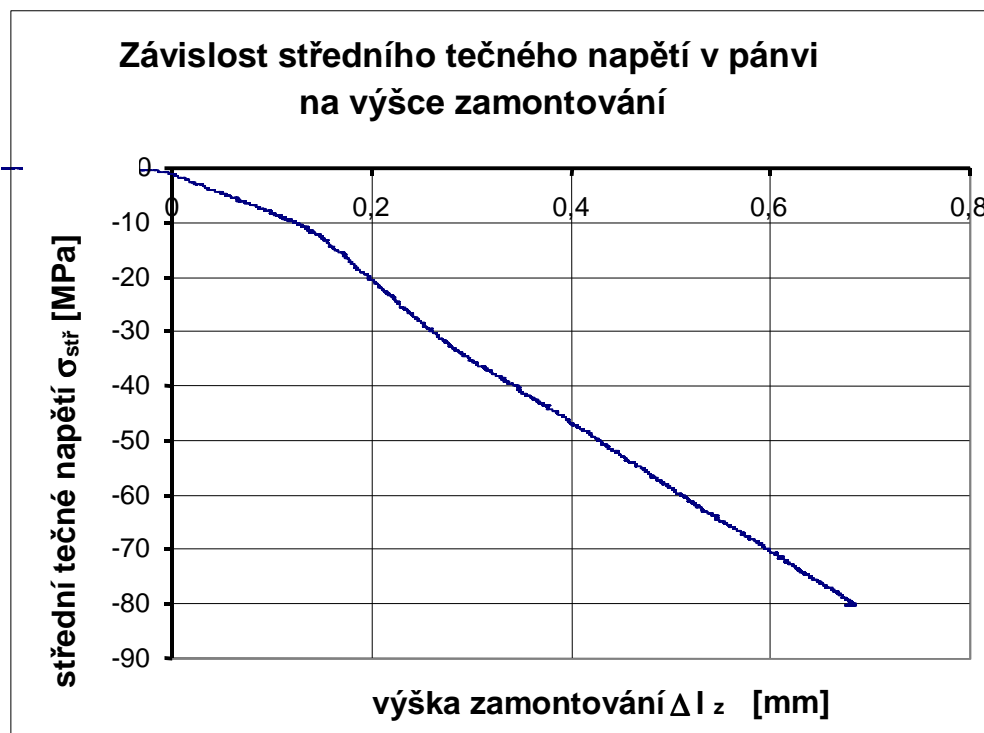


Graf č.7 – Závislost elektrického napětí na výšce zamontování

Výpočet středního tečného napětí a montážní síly

Pomocí spárových měrek byla zjištěna hodnota maximální výšky zamontování v rozsahu 0,35 – 0,4 mm. V této oblasti byl během experimentu byl zjištěn pouze nevýrazný zlom, viz graf 6 i 7.

Na základě vztahů uvedených v kap.5.2. bylo určeno střední tečné napětí. Na grafu 6 je síla odečítána přímo prostřednictvím síly pístu stroje. Síla působící na každou ze stran pánve je proto ve skutečnosti poloviční.



Graf 8 – Závislost středního tečného napětí na výšce zamontování



Graf 9 – Závislost montážní síly na výšce zamontování

Vyhodnocení výsledků experimentu

Z grafu 8 byla odečten inflexní bod o souřadnicích výšky zamontování 0,3641 mm a středním tečným napětí -42,6573 MPa s relativní chybou měření $\pm 2,6\%$. Tato hodnota výšky zamontování 0,3641 mm odpovídá plnému zamontování ($c/2 = 0$).

Dále byl z grafu 9 v oblasti 0,35 – 0,4 mm odečten inflexní bod odpovídající úplnému zamontování při výšce zamontování 0,3662 mm a montážní síle 5,2612 kN.

Grafy byly sestaveny z průměrných hodnot, získaných opakováním měření. Shrnutí možných vlivů na výsledky měření je uvedeno v kap.6.

Přepočet středního tečného napětí na tečné napětí na vnějším poloměru pánve:

$$\sigma_{t1} = -p \cdot (C_1 + 1)$$

$$\sigma_{t2} = -p \cdot C_1$$

pak

$$\sigma_{t2} = \sigma_{tstř} + p/2$$

Velikost p určíme ze vztahu

$$p = \frac{F}{r_2 h}$$

$$p = 2,24 \text{ MPa}$$

$h = 42 \text{ mm}$, kde h je šířka pánve

F je montážní síla

$r_2 = 55,9 \text{ mm}$, kde r_2 je rozměr vývrtu v tělese, který byl změřen v oblasti stykové roviny

pak

$$\sigma_{t2} = -41,54 \text{ MPa}$$

6. Porovnání výsledků klasické metody, metody konečných prvků a experimentu

U všech tří způsobů - při výpočtu metodou konečných prvků klasickém výpočtu i experimentu - bude porovnáno pouze tečné napětí na vnějším poloměru pánve.

Tečné napětí na vnějším poloměru pánve σ_{t2p} [MPa]	
Metoda konečných prvků	-199,65
Klasická metoda	-190,00
Experiment	-41,54

Tab.7 – Porovnání výsledků

Jak je vidět z tab.7 naměřené hodnoty se výrazně liší jak od hodnot určených metodou konečných prvků, tak od hodnot vypočítaných klasickou metodou.

Podle lit.[1] je minimální hodnota $\sigma_{t2p} = -100$ MPa, čehož při experimentu nebylo docíleno.

Možné příčiny nesouladu experimentu s výpočtem pomocí metody konečných prvků a klasickým výpočtem:

- Nesprávné nalepení tenzometrů nebo jejich porušení vlivem úpravy podkladové fólie vzhledem k omezenému místu pro jejich nalepení. Vliv mohlo také mít použití jiného lepidla než toho, které doporučuje výrobce tenzometrů.
- Tenzometry byly nalepeny na pánev po jejím vmáčknutí a mohly tak nepřímo měřit menší hodnotu středního tečného napětí o hodnotu, která vznikne při ručním vmáčknutí pánve do víka.
- Jestliže tenzometry byly nalepeny na boky pánve, mohly být namáhány nepatrně ještě v jiném směru než je směr jejich hlavní měřicí osy.
- Rozměry pánve a víka mohly být jiné než-li hodnoty dané výkresovou dokumentací. Víko, ale i pánev mohly být zmetky.
- Otevírání víka během postupné montáže mohlo mít značný vliv na velikost montážní síly, a tím také na velikost napětí změřeného pomocí tenzometrů.

f) Poddajnost vymešovacího kloubu z obr 43.

Poznámka k bodu a) až c) :

Dodatečným měřením s jedním měřicím tenzometrem zapojeným do polomůstku byly naměřeny velmi podobné hodnoty jako při použití dvou měřicích tenzometrů. Ze síly působící na jednu plošku pánve lze hrubě spočítat hodnotu tečného napětí

$\sigma_t = -41,0509 \text{ MPa}$. Tím lze dokázat, že je-li síla pístu stroje měřena ocejchovaným siloměrem, pak hodnoty naměřené tenzometry jsou správně změřeny.

Poznámka k bodu d):

K ověření velikosti rozměrů víka i pánve bylo k dispozici pouze digitální posuvné měřidlo s přesností $\pm 0,01 \text{ mm}$. S ohledem na skutečnost, že průměr otvoru víka pro uložení pánve se ověřuje měřením spolu s blokem motoru a rozměry pánve lze kontrolovat na speciálních zařízeních, bylo měřeno pouze víko v oblasti stykové roviny. Víko mělo v této oblasti rozměr vývrtu $d_2 = 111,80 \text{ mm}$. Hodnota maximálního rozměru pánve ve stykové rovině má ve volném stavu toleranci v řádu milimetrů, směrodatná je délka pánve jejího oblouku, proto tato hodnota nevypovídá o dodržení rozměrů pánve. Nelze však vyloučit možnost, že vývrt ve víku nemá kruhový tvar. V pánvi také mohly vzniknout trvalé deformace v důsledku jejího namáhání nad mez kluzu, například při nesprávném užití měřicího přípravku pro kontrolu délky jejího oblouku. Pro materiál pánve 11 423 se tyto hodnoty pohybují kolem 230 MPa .

Poznámka k bodu e):

Na obr.42 je vidět, jak by se deformovalo víko zatížené v jeho vývrtu radiálním tlakem 13 MPa . Rozměry tohoto modelu byly však vzaty z výkresové dokumentace (viz. příloha 2), nelze tak s určitostí říci, jak se mohlo otvírat měřené víko při experimentu.

Poznámka k bodu f):

Na grafu 6 a 7 lze vidět, že u hodnot síly i napětí nedochází při dosednutí vlačovací desky na stykovou rovinu víka k výraznému nárůstu ani zlomu těchto dvou veličin, což může být způsobeno tím, že vymešovací kloub má malou tuhost a stlačuje se ve směru svislé osy stroje.

Z těchto uvedených důvodů lze říci, že na výsledky dosud provedených měření se nelze spoléhat, přičemž příčiny tohoto stavu se nepodařilo s určitostí zjistit. Výsledky výpočtu užitím metody konečných prvků se nejvíce blíží hodnotám napětí, deformace a přítlaku ve skutečné sestavě pánve a víka.

Závěr

V této diplomové práci bylo určeno napětí, deformace i přítlak pánve a víka ložiska způsobené montáží. K řešení této úlohy bylo užito metody konečných prvků, přičemž mezi oběma součástmi byly použity kontaktní elementy, což dává představu o napětí, deformaci a přítlaku vlivem působení součástí na sebe navzájem. V diplomové práci byl uvažován i průběh postupné montáže prostřednictvím několika montážních stupňů. Mezi oběma součástmi byl uvažován konstantní součinitel tření. Rozměr vývrtu v tělese víka byl vzat na horní hranici jeho tolerančního pole. Zároveň bylo provedeno několik klasických způsobů výpočtu napětí, které doplnily výsledky získané metodou konečných prvků.

V další části diplomové práce bylo uskutečněno experimentální měření, které však tyto výsledky nepotvrdilo, přestože bylo provedeno několik ověřovacích měření. Další měření by patrně mělo smysl jen pokud by byly k dispozici další vzorky pánví.

Provedené výpočty i měření byly provedeny s jedním exemplářem pánve i víka, bylo by však jistě zajímavé, jaký vliv by měly vzájemné kombinace různých tolerančních polí rozměrů pánve a víka. Významný vliv by mohl mít i různý součinitel smykového tření mezi oběma součástmi, jakož i jeho proměnný průběh po délce oblouku vývrtu víka.

Použitá literatura

- [1] –PRIESTER, J.: *Klzné ložiská*, Alfa, 1981
- [2] –STRÍŽ, B.: *Pružnost a pevnost*, II.díl, VŠST, 1986
- [3] –ĎAĎO, S – KREIDL, M.: *Senzory a měřící obvody*, ČVUT, 1996
- [4] –RUZHA, Z.: *Elektrické odporové tenzometry*, Československá akademie věd, 1958
- [5] –KLEMENTEV, I.: *Odporové tenzometre*, Alfa, 1975
- [6] – Ansys, revision 5.1, *Examples Supplement*, SAS IP, 1994
- [7] – Ansys, Inc..USA.*ANSYS 5.5 Manuals*. 1999
- [8] – *výkresová dokumentace Škoda motory a.s.*